UNIVERSITATEA TEHNICĂ GH. ASACHI DIN IAȘI
FACULTATEA DE MECANICĂ

Conf.dr.ing. Ioan BĂISAN

TRANSPORT OPERAȚIONAL ÎN AGRICULTURĂ ȘI INDUSTRIA ALIMENTARĂ

(material pentru studenții anului IV specializarea Mașini și Instalații pentru Agricultură și Industria Alimentară)

2016

C U P R I N S

I. INTRODUCERE

Transportul operaţional în oricare domeniu este o activitate deosebit de importantă, fiind determinantă uneori în stabilirea vitezei unui proces tehnologic. Prin aceasta se asigură mecanizarea operaţiilor de ridicare şi transport în producţia individuală, de serie mică până la producţia de masă, între diferitele maşini, utilaje şi instalaţii ce intră în componenţa liniilor tehnologice, linii automatizate sau sisteme flexibile de prelucrare.

Totodată, costurile cu manipularea, transportul uzinal sau intern, încărcarea, descărcarea şi depozitarea materiilor prime, semifabricatelor, produselor finite şi a celorlalte subproduse rezultate în urma procesului tehnologic, determină creşterea preţului produselor, fără a afecta şi valoarea de întrebuinţare a lor. Acest fapt presupune alegerea celor mai judicioase soluţii tehnice privind organizarea şi desfăşurarea transportului în cadrul fluxului tehnologic de fabricaţie, care să permită asigurarea performanţelor tehnice necesare la costuri cât mai reduse.

În studiul mişcării şi manipulării materialelor într-un flux tehnologic se va face o abordare sistemică, ce va avea ca efect găsirea celor mai raţionale soluţii. Astfel, trebuie analizate cerinţele faţă de întregul sistem de manipulare şi transport, actual şi de perspectivă, restricţiile impuse, performanţele sistemului ales şi comparaţia cu alte sisteme similare. Această analiză va evidenţia dependenţa dintre cerinţele de manipulare şi transport şi cheltuielile necesare şi posibile pentru situaţia concretă.

Transportul operaţional tratează ansamblul tuturor mecanismelor şi maşinilor de ridicat şi de transportat materiale, folosite atât în cadrul fluxului tehnologic principal, cât şi în celelalte activităţi auxiliare sau adiacente. În funcţie de specificul procesului de lucru pe care-l realizează, acestea se pot grupa în două categorii distincte:

- mecanisme şi maşini de ridicat;
- instalaţii de transport continuu.

Maşinile de ridicat servesc pentru a deplasa pe verticală o sarcină constituită dintr-un corp solid, de cele mai multe ori combinată cu o deplasare în plan orizontal a întregii maşini de ridicat sau a unei părţi a acesteia. Astfel, sarcina preluată şi ridicată dintr-un anumit punct, poate fi coborâtă şi predată în oricare alt punct situat în raza de acţiune a maşinii.

În timpul funcţionării ei, maşina de ridicat se sprijină pe un reazem, pe o fundaţie fixă, pe o cale de rulare sau pe un vehicul terestru sau plutitor. În anumite condiţii speciale, ridicarea unor corpuri se poate realiza cu elicopterul, dar acesta nu intră în categoria maşinilor de ridicat.

Instalaţiile de transport continuu servesc la realizarea unui flux continuu de sarcini individuale care se succed sau de materiale în vrac. Ele pot realiza, pe lângă transport, ridicarea sau coborârea fluxului de materiale care, în funcţie de construcţie lor, pot asigura unghiuri de lucru cuprinse între 0-90^0.

Deoarece instalaţiile de transportat au lungimea care acoperă întreaga distanţă de transport, vehiculele de transport, care nu au un flux continuu de material, nu pot face parte din categoria instalaţiilor de transportat, în sensul definiţiei de mai sus.

1.1.Clasificarea maşinilor şi instalaţiilor de ridicat şi de transportat.

La clasificarea maşinilor de ridicat, în vederea unificării denumirilor, sistematizării şi codificării lor, acestea sunt cuprinse în grupele principale de produse 381 şi 382. Astfel, grupa 381 se referă la poduri rulante şi macarale, iar grupa 382 se referă la utilajele de ridicat, transportat şi manipulat, altele decât podurile rulante şi macaralele.

Există o multitudine de criterii după care se pot clasifica maşinile de ridicat, dar din punct de vedere tehnic poate fi considerată satisfăcătoare clasificarea după criteriul complexităţii şi al numărului mişcărilor de lucru, în raport cu care avem trei grupe:

► mecanisme simple de ridicare;
► ascensoare şi platforme ridicătoare de lucru;

► macarale.

Mecanismele de ridicare asigură efectuarea unei singure mişcări de deplasare a sarcinii, de regulă pe verticală (ridicare-coborâre), uneori pe o traiectorie înclinată sau orizontală (la tractarea sarcinilor). Acţionarea acestor mecanisme se realizează fie manual, fie cu ajutorul unor motoare termice sau electrice, iar detalierea clasificării lor este următoarea:

Mecanisme simple de ridicat:

a. vinciuri:
- cu şurub;
- cu cremalieră;
- hidraulice;

b. palane:
- cu cablu;
- cu lanţ;

c. trolii:
- reversibile (cu cuplaj permanent);
- nereversibile (cu ambreiaj);
  - cabestane şi trolii cu fricţiune

d. tirfoare;

e. platforme de ridicare:
- mecanice cu şurub;
- hidraulice.

De menţionat este faptul că aceste mecanisme sunt utilizate fie ca mecanisme independente (din ce în ce mai rar), fie intră în componenţa macaralelor sau a maşinilor de ridicat complexe.

Ascensoarele sunt instalaţii de ridicat pe verticală a materialelor şi a persoanelor, prin intermediul unei platforme sau cabine ghidate, acţionate cu ajutorul unui motor.

Platformele ridicătoare de lucru sunt destinate lucrului la înălţime a mai multor muncitori, fie în scop tehnologic, fie pentru diverse intervenţii. Platformele tehnologice sunt instalaţii stabile, care necesită montare la locul de funcţionare, în timp ce platformele de intervenţie sunt montate pe maşini mobile, având de regulă o singură mişcare, anume cea de ridicare-coborâre. Platformele de intervenţie mai pot efectua şi o mişcare de rotaţie. Detalierea clasificării lor este următoarea:

Platforme ridicătoare de lucru:

a. nedeplasabile (tehnologice):
- pe cremalieră;
- cu ghidare pe cablu;
- suspendate cu cablu;

b. deplasabile (de intervenţie):
- cu pârghii articulate tip foarfece;
- cu braţe articulate;
- telescopice;
- cu şurub.

Macaralele sunt maşini de ridicat complexe, care dispun de unul sau mai multe mecanisme, prin intermediul cărora realizează mişcările de deplasare a sarcinii, o clasificare nelimitativă fiind următoarea:

Macarale:

a. cu braţ:
- ■ nedeplasabile:
  - de bord;
  - de perete;
  - de planşeu;
  - pe fundaţie;

- Derrick;

■ deplasabile:

- turn;
- pe pneuri;
- pe şenile;
- pe autocamion;
- automacarale;
- lansatoare de conducte;
- de cale ferată;
- portuare;
- plutitoare;

b. rulante:

- poduri transbordare;
- poduri rulante;
- macarale portal;
- macarale semiportal;
- macarale consolă;

c. funiculare:

- nedeplasabile;
- deplasabile;

d. alte tipuri.

Macaralele cu braţ sunt caracterizate printr-un braţ, de regulă rotitor în jurul unei axe verticale, astfel încât câmpul de acţiune al macaralei este de forma unui cilindru. Ca mişcări posibile avem ridicarea-coborârea sarcinii, rotirea braţului, înclinarea sau bascularea braţului ori deplasarea dispozitivului de prindere în lungul braţului (când acesta este orizontal), prezenţa unui mecanism de deplasare a macaralei mărind considerabil câmpul de acţiune al acesteia.

Bascularea braţului şi deplasarea întregii macarale pot fi concepute ca mişcări posibil a fi efectuate cu sarcină sau fără sarcină, caz în care macaraua îşi schimbă doar poziţia de lucru.

Macaralele rulante au particularitatea că, prin intermediul mişcărilor de translaţie reciproc perpendiculare, dispozitivul de suspendare are acces într-un câmp de acţiune de formă paralelipipedică.

Funicularele sunt macarale la care căruciorul de care este suspendat dispozitivul de ridicare a sarcinii se deplasează pe unul sau mai multe cabluri purtătoare, întinse între două structuri de ancorare fixe sau deplasabile.

Din definiţie, maşinile de ridicat acţionează după o succesiune de cicluri de lucru, fiecare ciclu fiind alcătuit din operaţii de ridicare, deplasare şi coborâre, urmate de pauze mai lungi sau mai scurte. Prin urmare, maşinile de ridicat pot fi de tipul cu funcţionare periodică sau intermitentă.

Instalaţiile de transport continuu se pot grupa după caracteristicile constructive astfel:

a. transportoare: constituie grupa principală şi asigură un flux continuu de sarcini individuale sau vrac;

b. instalaţii de transbordare: sunt acele echipamente deplasabile cu acţiune continuă, adaptate încărcării şi descărcării materialelor vrac sau sarcinilor individuale;

c. dispozitive auxiliare: acestea nu se folosesc independent la deplasarea sarcinilor, fiind însă necesare la buna funcţionare a celorlalte două grupe de instalaţii de transport continuu.

Transportoarele, în funcţie de construcţie , se împart în două grupe mari:

● transportoare cu organ flexibil de tracţiune:

- transportoare cu bandă;
- transportoare cu plăci;
- transportoare cu lanţuri portante;
- transportoare cu cărucioare;
- transportoare cu raclete;

- transportoare cu cupe;
- transportoare cu leagăne;
- transportoare cu cabluri portante;
- transportoare suspendate;
- elevatoare

● transportoare fără organ flexibil de tracţiune:
- transportoare cu rulouri;
- transportoare cu melc;
- transportoare oscilante;
- transportoare pneumatice;
- transportoare hidraulice;
- transportoare gravitaţionale.

Din categoria instalaţiilor de transbordare se pot aminti transportoarele deplasabile, încărcătoarele mecanice, trimerele (transportoare aruncătoare), transportoare montate pe autovehicule.

Dispozitivele auxiliare includ în componenţa lor buncărele, alimentatoarele, închizătorii, dispozitive de descărcat buncărele, cântarele.

Pentru asigurarea transportului de materiale, semifabricate şi produse finite, în practică se mai utilizează maşini de transportat fără şine. În această categorie sunt incluse cărucioarele acţionate manual sau mecanic, motocarele, electrocarele şi maşinile de stivuit.

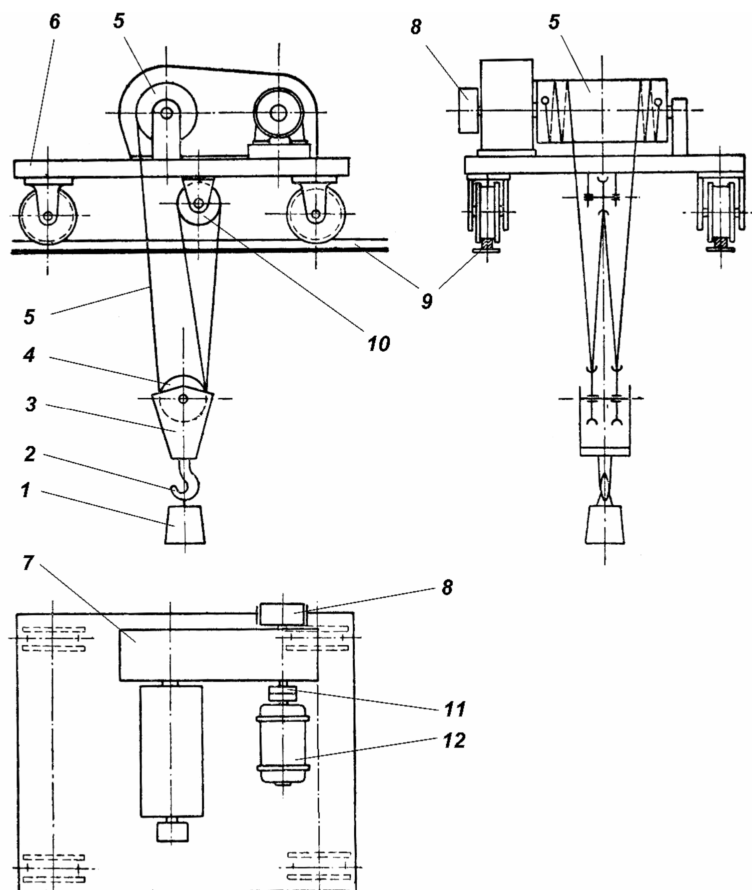


Fig. 1.1. Schema constructivă a unei maşini de ridicat de tip pod rulant: 1- sarcina de ridicat; 2- cârlig de suspendare; 3- muflă liberă; 4- rolă cablu; 5- cablu de tracţiune; 6- şasiu cărucior; 7- reductor; 8- roată de frână; 9- şină rulare; 10- muflă fixă; 11- cuplaj elastic; 12- electromotor.

1.2. Componenţa maşinilor şi instalaţiilor de ridicat şi de transportat

Maşinile de ridicat şi de transportat sunt alcătuite din organe cu utilizare generală precum organe de asamblare, de transmitere a mişcării, lagăre, cuplaje, etc.

În figura 1.1. este prezentată schema de principiu a unui maşini de ridicat şi deplasat de tipul podului rulant, în f igura 1.2. schema unei
macarale rotitoare staţionare, iar în figura 1.3. schema unui transportor cu bandă.

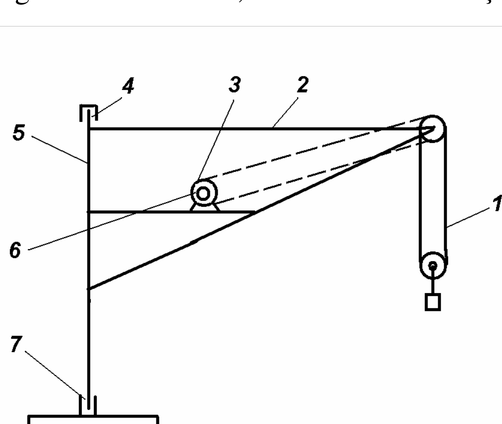


Fig. 1.2. Schema unei macarale rotitoare staţionare: 1- palanul (echipamentul de ridicare a sarcinii); 2- braţ rotitor; 3- toba de cablu; 4,7- lagăre; 5- coloana macaralei; 6- mecanismul de acţionare al macaralei.

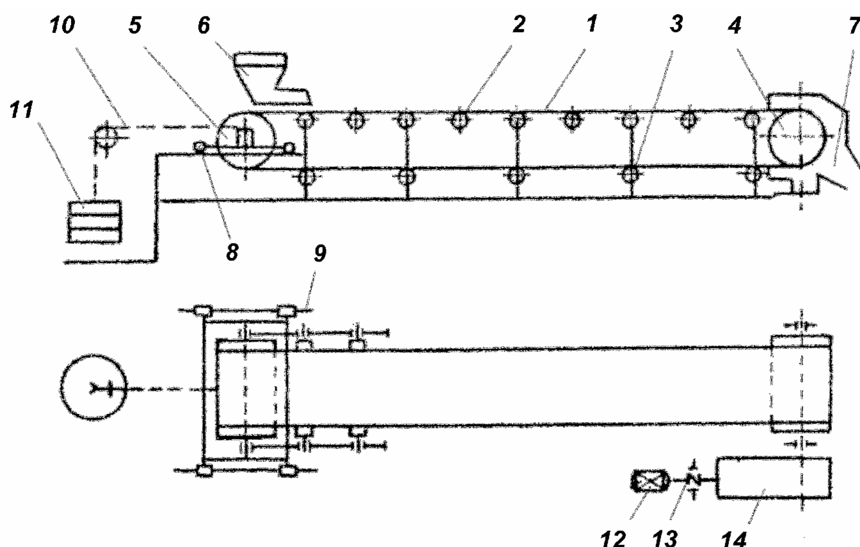


Fig. 1.3. Schema generală a unui transportor cu bandă: 1- bandă transportoare; 2- role susţinere ramură superioară; 3- role susţinere ramură de întoarcere; 4- tobă antrenare; 5- tobă întindere; 6- dispozitiv de alimentare; 7- dispozitiv de descărcare; 8- mecanism de întindere; 9- şină culisare; 10- cablu; 11- contragreutate; 12- motor electric; 13- cuplaj elastic; 14- reductor.

Pe baza acestor scheme constructive se va analiza componenţa maşinilor de ridicat şi de transportat, grupate pe următoarele categorii:

- organe flexibile pentru ridicare şi tracţiune;
- organe pentru ghidarea şi acţionarea cablurilor şi a lanţurilor;
- organe şi dispozitive pentru apucarea şi suspendarea sarcinilor;
- echipamente de blocare şi frânare;
- echipamentele instalaţiilor de transportat.

1.3. Parametrii tehnici principali ai maşinilor şi instalaţiilor de ridicat şi de transportat

În vederea proiectării şi exploatării maşinilor şi instalaţiilor de ridicat şi de transportat, este necesară cunoaşterea principalilor parametri tehnici ai acestora care, în funcţie de procesul

de lucru, se pot grupa astfel: parametrii mecanismelor şi maşinilor de ridicat şi parametrii instalaţiilor de transportat.

1.3.1. Parametrii tehnici principali ai mecanismelor şi maşinilor de ridicat

Sarcina nominală, este valoarea maximă a greutăţii ce poate fi admisă pentru a fi ridicată de către mecanismul sau maşina de ridicat, în cazul funcţionării în anumite condiţii de lucru (în funcţie de grupa de funcţionare) şi se determină cu relaţia:

$$Q = Q_0 + Q_u \quad (1.1.)$$

în care Q_0 este greutatea echipamentului de suspendare, în kN;

Q_u – sarcina utilă, în kN.

Sarcina utilă reprezintă valoarea maximă a greutăţii ce poate fi preluată, după caz, de dispozitivul de prindere a sarcinii, dispozitivul de legare sau de către dispozitivul de ridicare. Gama capacităţilor de ridicare este indicată în STAS 6451-78, iar gama capacităţilor de ridicare pentru fiecare tip de mecanism şi maşină de ridicat este precizată în STAS 2844-90.

Înălţimea de ridicare, reprezintă distanţa maximă, măsurată pe verticală dintre poziţiile limită inferioară şi superioară a axei dispozitivului principal de suspendare (cârlig, ochet) sau de apucare a sarcinii. În funcţie de necesităţile tehnologice înălţimea de ridicare poate avea valori cuprinse în intervalul 3,2-50 m.

Distanţa de deplasare, se stabileşte în funcţie de necesităţile tehnologice şi de timpii de circulaţie şi de pauză. În cazul unui pod rulant distanţa de deplasare poate atinge valori de 60-80 m.

Momentul nominal, reprezintă valoarea maximă a produsului dintre masa sarcinii nominale şi raza de acţiune, exprimată în $t \cdot m$:

$$M = \max(Q \cdot R) = Q \cdot R_{\max} \quad (1.2.)$$

Valoarea produsului este limitată fie din condiţia de stabilitate la răsturnare a macaralei, fie din condiţia de rezistenţă a elementelor structurale.

Prin rază de acţiune se înţelege distanţa de la axa de rotaţie a macaralei, până la axa cârligului de suspendare sau a dispozitivului de prindere a sarcinii.

Mărimile cinematice, sunt reprezentate de viteză şi acceleraţie. În funcţie de complexitatea maşinii de ridicat se definesc următoarele viteze:

► *viteza de lucru v*, depinde de mărimea sarcinii şi regimul de lucru şi are valorile:

- între 2 - 30 m/min viteză de ridicare, pentru sarcini cuprinse între 10 - 500 kN;
- între 0,6 - 6,3 m/min viteză de ridicare, pentru sarcini cuprinse între 500 - 3200 kN;

► *viteza de translaţie pentru cărucioare*, care pentru regim mediu şi uşor are valori cuprinse între 12,5 - 32 m/min;

► *viteza de translaţie pentru poduri rulante şi macarale*, care pentru regim mediu şi uşor are valori cuprinse între 20 - 100 m/min;

► *viteza de rotire,* calculată ca viteza periferică a sarcinii pentru deschiderea maximă, corespunzând unei turaţii n = 2 - 4 rot/min, are valori cuprinde între 40 – 250 m/min;

► *viteza de variaţie a deschiderii braţului*, poate avea valori cuprinse între 6,3-80 m/min.

Acceleraţia se determină experimental, valorile maxime fiind cele care stau la baza dimensionării motoarelor electrice în faza de pornire şi a frânelor în faza de oprire. Se recomandă pentru faza de demaraj acceleraţii cu valori de 0,5-7 m/s^2, iar pentru faza de frânare valori de 0,45-0,9 m/s^2.

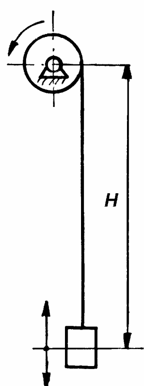


Fig. 1.4. Domeniul de lucru o dreaptă

Domeniul de lucru al maşinilor de ridicat diferă în funcţie de construcţia şi gradul de complexitate al acestora şi poate fi o dreaptă pentru un troliu de ascensor (fig. 1.4.), o suprafaţă pentru o grindă fixă (fig. 1.5.) sau o macara cu deschidere fixă (fig. 1.6.), respectiv un volum pentru un pod rulant (fig. 1.7.) sau pentru o macara turnantă cu deschidere variabilă (fig. 1.8.).

Durata relativă de lucru, se defineşte cu relaţia:

$$D_a = \frac{\sum t_{ef}}{T} \cdot 100 \qquad (1.3.)$$

unde numărătorul reprezintă suma timpilor efectivi de lucru, iar T este durata unui ciclu, care în mod convenţional nu depăşeşte 10 minute.

Durata unui ciclu este suma timpilor efectivi de lucru şi a timpilor de pauză.

Sarcina relativă de lucru, definită prin relaţia:

$$S_R = \frac{\sum n_i Q_i}{n \cdot Q} \cdot 100 \qquad (1.4.)$$

în care n_i este numărul de curse efectuate cu sarcina Q_i;

n- numărul total de curse;

Q- sarcina nominală.

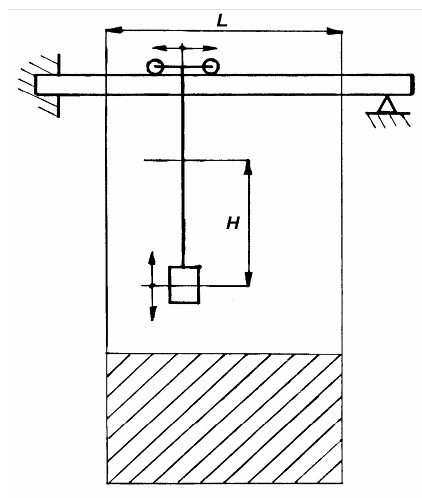


Fig. 1.5. Domeniul de lucru o suprafaţă plană

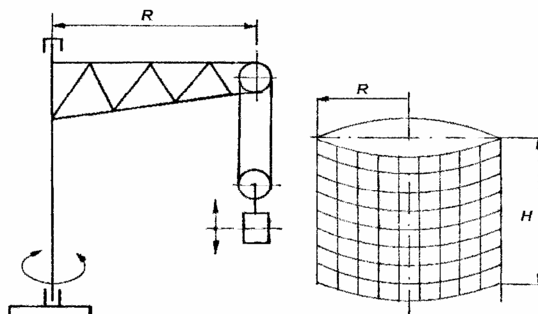


Fig. 1.6. Domeniul de lucru o suprafaţă circulară

Clasa de utilizare a unei maşini de ridicat este determinată de timpul de funcţionare mediu zilnic prevăzut pentru aceasta, exprimat în ore (tabelul 1.1.).

Starea de solicitare, precizează măsura în care maşina de ridicat este supusă la solicitări maxime (datorită sarcinii nominale), respectiv la solicitări mai mici (datorită sarcinilor mici).

Din punct de vedere al solicitării, maşinile de ridicat se împart în trei grupe:

● L1, maşini de ridicat care nu sunt supuse la solicitări maxime decât în mod excepţional, curent fiind supuse la solicitări inferioare;

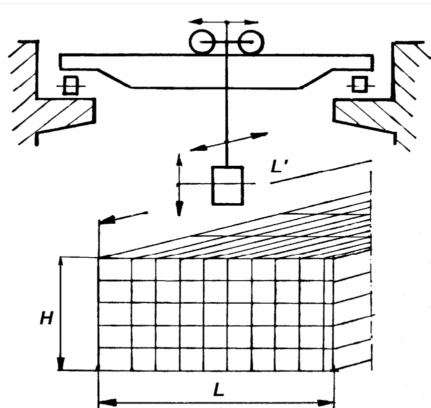


Fig. 1.7. Domeniul de lucru un paralelipiped

● L2, maşini de ridicat care sunt supuse în durată aproape egală la solicitări uşoare, medii şi maxime;

● L3, maşini de ridicat care sunt supuse tot timpul la solicitări apropiate sau egale cu solicitările maxime.

● L4, maşini de ridicat supuse curent la solicitări maxime.

Tabelul 1.1. *Clasele de utilizare ale maşinilor de ridicat*

Clasa de utilizare	Timpul de funcţionare mediu zilnic, ore	Durata de serviciu totală, ore	Observaţii
T0	≤ 0,125	200	Utilizare ocazională
T1	0,125 – 0,25	400	
T2	0,25 – 0,5	800	
T3	0,5 – 1	1600	
T4	1 – 2	3200	Utilizare în regim uşor
T5	2 – 4	6300	Utilizare în regim intermitent
T6	4 – 8	12000	Utilizare în regim mediu
T7	8 – 16	25000	Utilizare intensivă
T8	≥ 16	50000	
T9	≥ 16	peste 50000	

Grupele de funcţionare încadrează maşinile de ridicat în funcţie de clasa de utilizare şi starea de solicitare în opt regimuri, care sunt prezentate în tabelul 1.2.

Tabelul 1.2. *Grupele de funcţionare ale maşinilor de ridicat*

Starea de solicitare	Clasa de utilizare									
	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
	Grupa de funcţionare									
L1	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			

1.3.2. Parametrii tehnici principali pentru instalaţiile de transportat

Productivitatea, exprimă cantitatea de material transportat în unitatea de timp şi este dată de relaţia:

$$Q = 3.6 \cdot q \cdot v, \text{ în t/h} \tag{1.5.}$$

în care q este sarcina liniară, în kg/m;

v- viteza de înaintare a materialului, în m/s.

În calcule se va lua o productivitate care depinde de gradul de neuniformitate:

$$Q_{calcul} = Q_{mediu} \cdot k \tag{1.6.}$$

unde k este coeficientul de neuniformitate, (k = 1,1…..1,25).

Granulaţia materialului vărsat, se determină cu ajutorul diagramelor şi depinde de natura acestuia.

Greutatea volumetrică, reprezintă greutatea materialului vărsat dintr-un volum unitar şi se exprimă în kN/m^3.

Unghiul taluzului natural, în repaus sau în mişcare al materialului, reprezintă unghiul dintre generatoarea conului de material vărsat, care se depune liber pe o suprafaţă plană orizontală şi acea suprafaţă. Acest unghi este egal cu unghiul de frecare interioară a materialului şi depinde de natura materialului în vrac.

1.4. Caracteristicile materialelor transportate în agricultură şi industria alimentară

Există o gamă diversă de materiale şi produse care se vehiculează atât în agricultură, cât şi în industria alimentară. În funcţie de modul de prezentare, acestea se pot grupa în:

► materiale în vrac;
► materiale în ambalaje (saci, cutii, lădiţe, baloţi etc.);
► materiale paletizate şi containerizate.

În domeniul agricol, dar într-o mare măsură şi în industria alimentară, materialele supuse transportului sunt de tipul în vrac. Cu toate acestea, la alegerea tipului de instalaţie de transportat nu este suficientă clasificarea de mai sus, fiind necesară împărţirea lor în funcţie de natura acestora, respectiv cereale (sub formă de boabe sau măciniş), bulboase, rădăcinoase, legume, fructe, struguri, tuberculifere, paie, fân, coceni, îngrăşăminte chimice, amendamente, gunoi de grajd, furaje verzi şi însilozate, etc.

O categorie aparte o constituie lichidele, ca o grupă alcătuită din lichidele tehnologice (apa, soluţii diverse pentru combatere dăunători şi igienizare), lichidele alimentare, respectiv combustibilii lichizi.

Din grupa sarcinilor individuale se pot menţiona animalele şi păsările care sunt supuse procesului de abatorizare în linii tehnologice automatizate.

Spre deosebire de alte sarcini care sunt caracterizate prin număr, greutate, dimensiuni sau poziţie în timpul transportului, materialele vărsate prezintă o serie de caracteristici speciale, importante pentru construcţia maşinilor de transportat.

Granulaţia. Este important să se cunoască procentajul în material al granulelor de diferite mărimi. Pentru aceasta, prin analiza granulometriei se stabileşte diagrama granulometrică a materialului. Fiecare material este caracterizat printr-o granulaţie caracteristică:

● în cazul materialului sortat se consideră ca fiind:

$$a' = \frac{a_{max} + a_{min}}{2}, \text{ în mm.} \qquad (1.7.)$$

● în cazul materialelor amestecate:

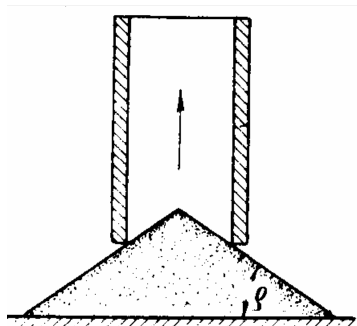
$a' = a_{max}$, dacă fracţiunea între 80-100 % din a_{max} reprezintă mai mult de 10 %;

$a' = 0{,}8 \cdot a_{max}$, dacă fracţiunea de mai sus reprezintă sub 10 %

Masa volumetrică. Se înţelege masa de material vărsat liber, într-un volum egal cu unitatea. Se notează cu γ şi se exprimă în t/m^3.

Masa specifică γ_s a unui material vărsat reprezintă masa unităţii de volum dintr-o granulă a materialului.

Frecarea internă şi unghiul taluzului natural. Prin curgerea liberă a unei cantităţi de material pe o suprafaţă, acesta se va aşeza sub forma unui con, ale cărui laturi sunt înclinate totdeauna, pentru un anumit material, la acelaşi unghi faţă de orizontală (fig. 1.8.). Acesta este unghiul de taluz natural în repaus.



Taluzul natural luând naştere prin alunecarea granulelor pe suprafaţa înclinată formată tot de granule, unghiul ρ va fi în cazul în cazul unui material ideal (format din granule mici şi egale) egal cu unghiul frecării interioare ρ_o a materialului.

Mărimea $k = \dfrac{1-\sin\rho_0}{1+\sin\rho_0}$ se numeşte coeficient de mobilitate al materialului şi este important în calculul buncărelor şi a închizătoarelor.

Fig. 1.8. Unghiul taluzului natural

Unghiul taluzului natural în mişcare are valori mai mici decât cel în repaus datorită forţelor care acţionează asupra materialului şi a oscilaţiilor suportului pe care acesta se află.

Coeficientul de frecare al materialelor vărsate pe alte materiale precum oţel cauciuc, lemn, este necesar pentru calculul instalaţiilor de transportat şi va avea două valori:

► un coeficient de frecare în repaus, $\mu = tg\varphi$;

► un coeficient de frecare în mişcare, $\mu_m = tg\varphi_m$.

Tabelul 1.3. *Caracteristicile fizico-mecanice ale unor materiale in vrac*

	Masa volumetrică (kg/m^3)	Viteza critică de plutire (m/s)	Unghiul taluzului natural (°)	Coeficient de frecare pe:		
				oţel	lemn	cauciuc
Grâu	730-850	8,5-11,5	23-38	0,50	0,54	0,57
Secară	670-750	8,5-10,1	23-36	0,58	0,62	0,66
Orz	480-680	8,4-10,8	28-40	0,58	0,63	0,68
Ovăz	320-550	8,1-9,2	31-44	0,58	0,68	0,75
Soia	640-730	9,0-15,5	24-32	0,26	0,31	0,38
Mazăre	680-780	10,8-16,1	20-28	0,26	0,32	0,35
Porumb	600-850	12,5-14,0	30-40	0,42	0,47	0,51
Floarea-soarelui	285-490	4,0-8,7	31-45	0,44	0,52	0,59
Fasole	680-840	7,2-16,5	22-33	0,40	0,45	0,48
Orez	510-630	8,0-11,5	21-36	0,45	0,59	0,51
Cartof	570-690	-	30-38	0,51	0,55	0,58
Morcov	460-540	-	32-45	0,58	0,62	0,66
Tomate	550-680	-	27-32	0,50	0,65	0,72
Castraveţi	460-540	-	33-41	0,36	0,41	0,53
Sfeclă de zahăr	580-690	-	35-45	0,54	0,63	0,71
Rapiţă	520-600	6,8-9,5	20-28	-	-	-
Neghină	589-670	6,9-9,8	-	-	-	-
Măzăriche	520-610	14,5-16,7	-	-	-	-
Seminţe buruieni	450-680	4,6-7,3	-	-	-	-
Paie tocate	12-16	5,1-6,3	-	0,26	0,32	0,37
Pleavă	13-17,6	0,67-3,2	-	0,33	0,38	0,43
Spic fără boabe		3,3-5,8	-	0,25	0,30	0,38
Făina	450-660		35-45	0,68	0,75	0,85
Tărâţe	180-440		33-48	0,31	0,33	0,40
Gunoi de grajd	700-1100	-	65-72	1,68	1,80	1,90
Îngrăşăminte minerale	800-1500	-	43-55	0,52	0,58	0,61
Piatră de var	1200-1500	-		0,66	0,75	0,82

În tabelul 1.3. sunt prezentate unele caracteristici fizico-mecanice pentru cele mai uzuale materiale în vrac, transportate în domeniul agroalimentar. Valorile sunt utile în alegerea tipului de transportor şi a regimului de lucru, ele depinzând în mare măsură de umiditatea materialului.

Abrazivitatea este caracteristica materialului vărsat de a produce uzura pereţilor solizi cu care intră în contact şi ea depinde de duritatea materialului, forma şi caracterul suprafeţei granulelor.

Alte caracteristici de care trebuie să se ţină seama la proiectarea instalaţiilor de transportat sunt:

● proprietatea de a se aglomera, modificându-şi granulometria;
● fragilitatea, datorită căreia se produc fracţiuni mici;
● capacitatea de a îngheţa, formând blocuri sau de a se lipi de pereţi;
● agresivitatea chimică;
● posibilitatea de a forma cu aerul amestecuri explozive;
● toxicitatea materialului sau posibilitatea de a fi infectat în timpul transportului.

II. MAŞINI DE RIDICAT

Mecanismele şi maşinile de ridicat se prezintă într-o mare diversitate de tipuri constructive. Cu toate acestea, pe lângă organele de maşini cu întrebuinţare generală, se regăsesc o serie de organe specifice, a căror construcţie este prezentată în cele ce urmează.

2.1. Organe flexibile pentru ridicare şi tracţiune

Organele de ridicare şi tracţiune fac legătura cinematică între organul de acţionare şi organul de lucru (de suspendare sau apucare a sarcinii), transformând, totodată, mişcarea de rotaţie a organului de acţionare într-o mişcare de translaţie a organului de lucru.

Din grupa organelor flexibile pentru ridicare şi tracţiune fac parte frânghiile, cablurile din oţel, lanţurile sudate şi lanţurile cu eclise şi bolţuri.

2.1.1. Frânghiile

Frânghiile folosite ca organe flexibile sunt alcătuite prin împletirea a trei sau mai multor toroane (fig. 2.1.), fiecare toron fiind format prin răsucirea mai multor fire de in sau cânepă, cu lungimi mari.

Pentru a micşora tendinţa de dezrăsucire a frânghiei, sensul de cablare a acesteia este invers sensului de răsucire a toroanelor, iar acesta este invers sensului de răsucire a firelor.

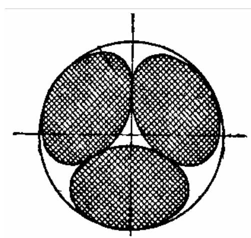


Fig. 2.1. Secţiune transversală prin frânghie

Pentru a micşora sensibilitatea la umezeală, frânghiile se impregnează cu gudroane, caz în care scade şi sarcina la rupere a lor, ca efect al creşterii greutăţii proprii.

Utilizarea frânghiilor este limitată la unele mecanisme de ridicare cu acţionare manuală şi folosire ocazională.

Calculul unei frânghii ca organ flexibil de tracţiune constă în determinarea diametrului ei (cercul circumscris secţiunii transversale), din condiţia de rezistenţă la tracţiune:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \le \sigma_a \qquad (2.1.)$$

în care σ este efortul unitar din frânghie, în N/mm^2;

F – forţa de tracţiune care acţionează asupra frânghiei, în N;

d – diametrul frânghiei, în mm;

σ_a – rezistenţa admisibilă la tracţiune, în N/mm^2.

Pentru a limita solicitările suplimentare la încovoiere care apar la înfăşurarea frânghiei pe role sau tobe de acţionare, se recomandă ca diametrul acestora să fie mai mare cu 7-10 ori decât diametrul frânghiei.

2.1.2. Lanţuri sudate

Lanţurile sudate sunt alcătuite dintr-o succesiune de elemente identice numite zale, confecţionate din bare de oţel rotund, îndoite şi sudate cap la cap pe zona rectilinie a zalei (fig. 2.2.a.). Dimensiunile caracteristice ale lanţului sunt diametrul zalei d, lăţimea zalei b şi pasul lanţului p. În unele construcţii se foloseşte lanţul asamblat prin nituri (fig. 2.2.b.)

Clasificarea lanţurilor sudate se poate face după mărimea abaterilor de fabricaţie şi după mărimea relativă a pasului. După primul criteriu deosebim:

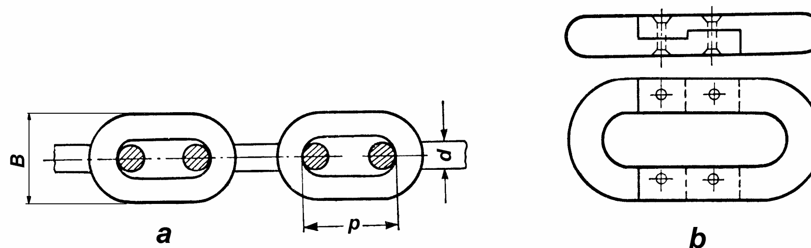


Fig. 2.2. Construcţia lanţului: a- sudat; b- nituit

► lanţuri necalibrate, la care abaterile pasului şi lăţimii zalei faţă de valorile nominale sunt de $\pm 10\%$;

► lanţuri calibrate, la care abaterile pasului şi lăţimii zalei faţă de valorile nominale sunt de $\pm 3\%$ pentru pasul zalei şi de $\pm 5\%$ pentru lăţime.

În funcţie de cel de-al doilea criteriu de clasificare se disting:

● lanţuri cu zale scurte, la care $p = (2{,}5.......3)d$;

● lanţuri cu zale lungi, la care $p = 3{,}5 \cdot d$.

Calculul unui lanţ sudat folosit ca organ flexibil pentru ridicare constă în determinarea diametrului din condiţia de rezistenţă:

$$\sigma = \frac{F}{2\frac{\pi d^2}{4}} \le \sigma_a \qquad (2.2.)$$

în care σ este efortul unitar efectiv din zala lanţului, N/mm^2;

F – forţa de tracţiune din lanţ, N;

d – diametrul lanţului, mm;

σ_a – rezistenţa admisibilă la tracţiune a materialului din care este confecţionat lanţul, N/mm^2 .

2.1.3. Lanţuri cu eclise şi bolţuri (lanţuri Galle)

Lanţurile cu eclise şi bolţuri, în funcţie de mărimea relativă a pasului, se pot clasifica astfel:

► lanţuri cu zale scurte (lanţ Galle construcţie grea):
- tip I, pentru transmisii;
- tip II, pentru tracţiune fără bolţuri de prindere;
- tip III, pentru tracţiune cu unul sau mai multe bolţuri de prindere;

► lanţuri cu zale lungi (lanţ Galle construcţie uşoară).

Eclisele pot fi plate (fig. 2.3.a.) sau profilate (fig. 2.3.b.), iar bolţurile de prindere şi de legătură au prevăzute la capete şaibe şi cuie spintecate pentru asigurare. În funcţie de sarcina de ridicat, lanţul poate avea un număr de până la 12 eclise pe un bolţ.

Ca urmare a vitezei de lucru reduse (nu trebuie să depăşească 0,25 m/sec), a greutăţii proprii mari, lipsa flexibilităţii în planul axelor bolţurilor care, la o eventuală încovoiere poate duce la distrugere, lanţurile cu eclise şi bolţuri au o utilizare restrânsă.

Calculul laţului presupune dimensionarea elementelor caracteristice, eclise şi bolţuri, din condiţia de rezistenţă. Fiind greoi şi imprecis, acest calcul s-a înlocuit cu calculul valorii necesare a sarcinii de rupere a lanţului, pe baza căreia se face alegerea lui din STAS (în standard este precizată valoarea sarcinii minime de rupere pentru fiecare tip de lanţ):

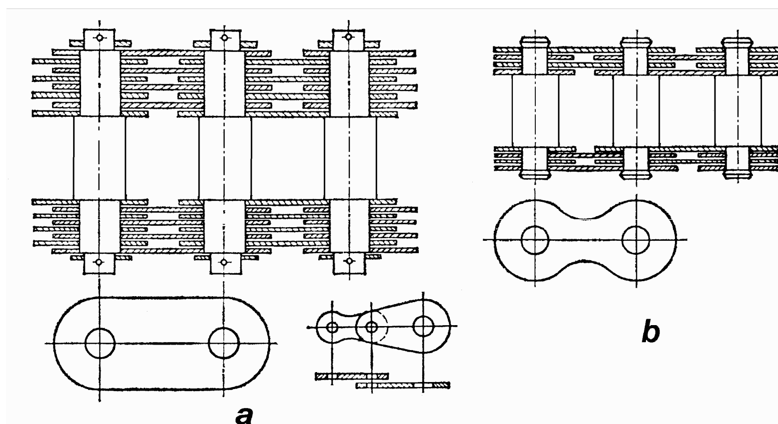


Fig. 2.3. Construcţia lanţurilot cu eclise şi bolţuri

$$F_r = c \cdot F \qquad (2.3.)$$

în care F este forţa de tracţiune care acţionează asupra lanţului, în N;

c- coeficient de siguranţă la tracţiune (*c* = *5…….10*).

2.1.4. Cabluri din oţel

Sunt confecţionate prin împletirea unor sârme trase din oţel carbon cu conţinut mediu în carbon.

De regulă, sârmele de oţel sunt înfăşurate în jurul unei inimi, confecţionată din diferite materiale în funcţie de condiţiile de exploatare.

Toronul (fig. 2.4.) este elementul component al cablului constituit prin împletirea unor sârme de oţel cu diametrul cuprins între 0,5-6 mm.

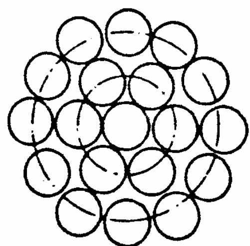


Fig. 2.4. Secţiune printr-un toron

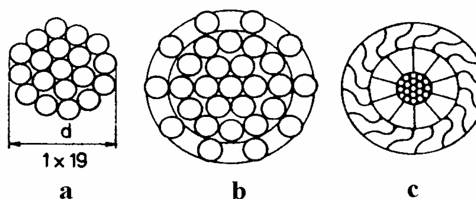


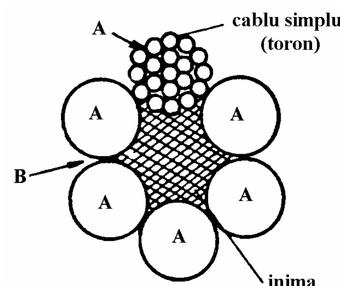
Fig. 2.5. Secţiune prin cabluri simple: a- deschis; b- semiînchis; c- închis.

În funcţie de numărul înfăşurărilor în elice a sârmelor, cablurile din oţel se pot grupa după cum urmează:

● *cabluri simple* (fig. 2.5.), formate după regula *1+6=7* (un fir central în jurul căruia sunt înfăşurate un strat de 6 sârme de acelaşi diametru cu firul central), *1+6+12=19* (în jurul unui fir central sunt înfăşurate două rânduri de sârme în sensuri diferite, toate având acelaşi diametru), *1+6+12+18=37*, *1+6+12+18+20=61*; denumirea lor vine de la faptul că fiecare sârmă este înfăşurată o singură dată în jurul axului cablului;

● *cabluri duble* (fig. 2.6.), alcătuite, de regulă, din şase cabluri simple (toroane) înfăşurate în jurul unei inimi; denumirea este dată de faptul că în afara sârmelor centrale ale toroanelor, toate celelalte sârme componente sunt de două ori înfăşurate în elice, odată în jurul axei toronului, iar a doua oară împreună cu toronul în jurul axei cablului; după destinaţie cablurile duble pot fi: compuse de construcţie normală, compuse flexibile, de construcţie combinată, de construcţie concentrică;

● *cabluri triple* (fig. 2.7.), alcătuite, de regulă din şase cabluri duble, înfăşurate în jurul unei inimi; în afara sârmelor centrale ale toroanelor cablurilor duble componente, toate celelalte sârme sunt înfăşurate de trei ori în elice.



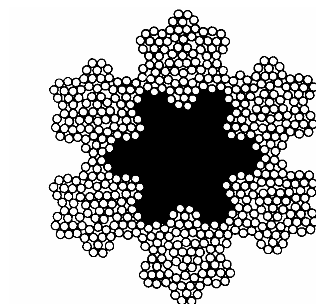


Fig. 2.6. Cablu dublu compus de de construcţie normală

Fig. 2.7. Secţiune transversală printr-un cablu triplu

În construcţia maşinilor de ridicat sunt utilizate aproape exclusiv cablurile duble, astfel că ele vor fi prezentate în cele ce urmează**.**

Clasificarea cablurilor duble se poate face după mai multe criterii, dintre care unele standardizate:

■ după forma secţiunii transversale:

- cabluri rotunde, sunt cablurile a căror secţiune transversală poate fi circumscrisă unui cerc;

- cabluri plate (fig. 2.8.), la care secţiunea este de formă dreptunghiulară, constituită din mai multe cabluri aşezate în acelaşi plan şi cusute împreună;

■ după forma secţiunii transversale:

- cu toron rotund (fig. 2.9.a);
- cu toron triunghiular (fig. 2.9.b);
- cu toron oval (fig. 2.9.c);

■ după materialul inimii cablului:

- cu inimă vegetală (fibre de cânepă);
- cu inimă sintetică (fibre sintetice);
- cu inimă metalică (sârme din oţel;
- cu inimă minerală (azbest);

■ după numărul straturilor de toroane:

- cabluri normale, cu un singur strat de toroane;
- cabluri concentrice, cu două sau mai multe straturi de toroane.

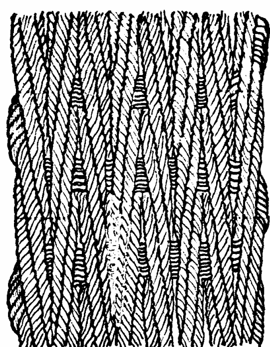


Fig. 2.8. Cablu plat

■ după numărul straturilor de sârme dintr-un toron, pot fi cu 1, 2, 3 şi 4 straturi;

■ după felul contactului între sârmele unui toron:

- cabluri obişnuite, când sârmele au toate acelaşi diametru, iar cele dintr-un strat al unui toron sunt tangente atât între ele, cât şi cilindrului circumscris stratului precedent interior, realizând un contact punctiform şi un pas de înfăşurare mai mare decât în stratul interior;

- cabluri de tip compound, la care toroanele sunt alcătuite din sârme cu diametre diferite, astfel încât să se obţină acelaşi pas pentru sârmele din două straturi alăturate ale unui toron, caz în care se obţine un contact liniar între ele; în figura 2.10 sunt prezentate construcţiile cablurilor duble compound de tip Seale, Warington şi Filler;

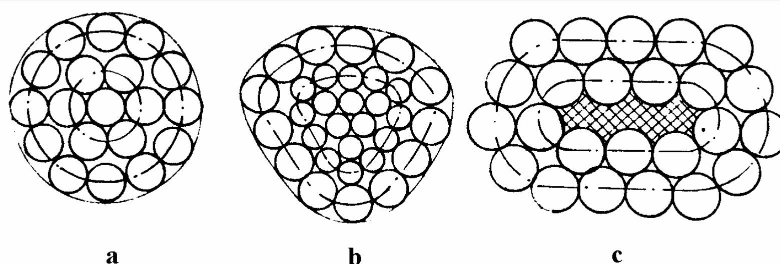


Fig. 2.9. Tipuri de toroane

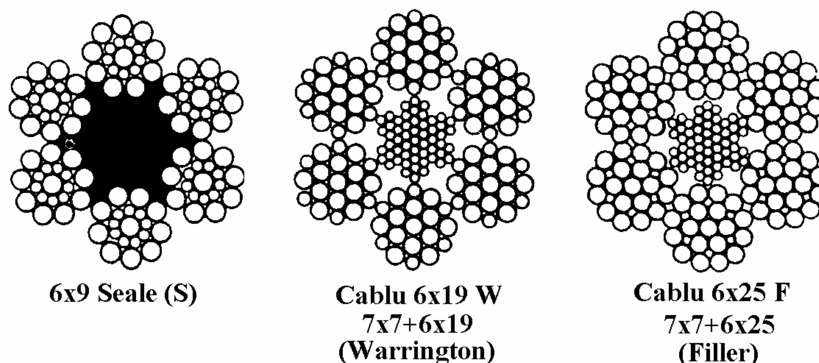


Fig. 2.10. Cabluri duble compuse de construcţie combinată

■ după felul acoperirii suprafeţei sârmelor:
- sârmă mată; rezultată în urma procesului de tragere;
- sârmă zincată; suprafaţa acoperită cu in strat de zinc;
- sârmă cositorită; suprafaţa acoperită cu un strat de cositor;

■ după sensul de înfăşurare sau cablare a sârmelor şi toroanelor;
- cabluri sau toroane dreapta, respectiv înfăşurare Z (fig. 2.11.a);
- cabluri sau toroane stânga, respectiv înfăşurare S (fig. 2.11.b);

■ după poziţia reciprocă a sensului de înfăşurare a cablului şi a toronului:
- cabluri cu înfăşurare paralelă dreapta sau stânga, la care sensul de înfăşurare a sârmelor din toron este acelaşi ca şi sensul de cablare a toroanelor;
- cabluri cu înfăşurare în cruce dreapta sau stânga, la care sensul de înfăşurare a sârmelor este invers sensului de înfăşurare a toroanelor;
- cabluri cu înfăşurare mixtă, la care sensul de cablare a unui toron este invers sensului de cablare al sârmelor toroanelor alăturate;

■ după valoarea rezistenţei la rupere a sârmei:
- cabluri de calitatea I-a (σ_r = *1200* N/mm^2);
- cabluri de calitatea a II-a (σ_r = *1400* N/mm^2);
- cabluri de calitatea a III-a (σ_r = *1800* N/mm^2);

Diametrul sârmelor din care se pot confecţiona cablul este de:

● la cablurile simple: d = *0,2-5,1* mm, pentru diametrul cablului de 1,0 - 45 mm;

● la cablurile duble şi triple: d = *0,2-4,2* mm, pentru diametrul cablului de 2 - 68 mm.

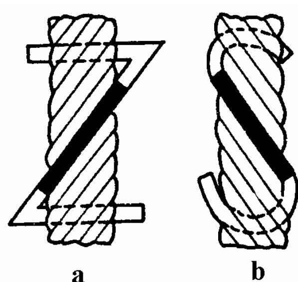


Fig. 2.11. Sensuri de cablare

În general, se preferă utilizarea cablurilor normale de tip compound, cu forma secţiunii transversale rotundă, cu sârmă mată (zincată doar pentru lucrul în medii corozive), de calitatea a III-a, cu înfăşurare mixtă.

Pentru calculul cablurilor din oţel sunt considerate ca elemente principale următoarele:

► diametrul D_c, care este diametrul cercului circumscris secţiunii transversale prin cablu;

► pasul de cablare p_c, este distanţa măsurată paralel cu axa cablului între două puncte consecutive în care un toron întâlneşte aceiaşi generatoare a cilindrului corespunzător ($p_c = K_c \cdot D_c$, unde K_c este un coeficient de multiplicare la cablare);

► unghiul de cablare α_c, este unghiul dintre axa cablului şi tangenta la elice.

În timpul lucrului cablurile sunt supuse la solicitări complexe de întindere, compresiune locală, încovoiere, răsucire şi oboseală. Pentru simplificarea calculelor, dimensionarea se face în funcţie de sarcina sau forţa de rupere, iar verificările se fac la solicitare compusă (tracţiune-încovoiere) şi la durabilitate.

Forţa de rupere a cablului din oţel se determină cu relaţia:

$$F_r = F \cdot c \text{, în N} \tag{2.4.}$$

unde F este forţa de tracţiune din ramura cablului;

c – coeficient de siguranţă la tracţiune.

În baza acestei relaţii se alege din STAS-ul corespunzător diametrul cablului. Deoarece în realitate sârmele cablului nu sunt solicitate doar la tracţiune, sarcina de rupere efectivă F_r^e trebuie să fie mai mică decât cea teoretică F_r^t ($F_r^t = \frac{F_r^e}{0.88} = \frac{F \cdot c}{0.88}$).

Verificarea la solicitare compusă constă în limitarea efortului unitar maxim ce apare în sârmele cablului, la valoarea rezistenţei admisibile a oţelului din care este confecţionată sârma, determinând valoarea necesară a ariei secţiunii transversale a cablului, pe baza căreia se realege eventual cablul:

$$\sigma_{tot} = \sigma_t + \sigma_i \le \sigma_a = \frac{\sigma_r}{c}, \quad \text{în N/mm}^2 \tag{2.5.}$$

unde σ_t este efortul unitar produs de solicitarea la tracţiune;

σ_i – efortul unitar produs de solicitarea la încovoiere;

σ_a – rezistenţa admisibilă a materialului sârmelor;

σ_r – rezistenţa la rupere a sârmelor;

c – coeficient de siguranţă ($c = 3,5\text{-}4,5$).

În ipoteza distribuirii uniforme a forţei de tracţiune pe secţiunea transversală a cablului, efortul unitar la tracţiune este:

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \tag{2.6.}$$

unde A este aria secţiunii transversale a cablului, în mm^2.

Pentru determinarea efortului unitar la încovoiere se consideră o sârmă izolată, înfăşurată pe un organ de ghidare sau de acţionare (fig. 2.12.). Lungimea fibrei exterioare AB este:

$$l' = \left(\frac{D}{2} + \delta\right)\alpha \tag{2.7.}$$

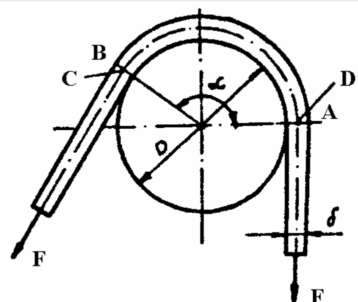


Fig. 2.12. Încovoierea cablului

în care D este diametrul organului de ghidare;

δ – diametrul sârmei;

α – unghiul de înfăşurare.

Lungimea înainte de încovoiere era:

$$l = \left(\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}\right)\alpha \tag{2.8.}$$

În aceste condiţii alungirea sârmei este:

$$\varepsilon = \frac{l' - l}{l} = \frac{\frac{\delta}{2}}{\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}} \cong \frac{\delta}{D} \tag{2.9.}$$

Pe baza legii lui Hooke efortul unitar corespunzător este:

$$\sigma_i = \varepsilon \cdot E = E\frac{\delta}{D} \tag{2.10.}$$

unde E este modulul de elasticitate al sârmei, în N/mm^2.

Relaţia de mai sus se corectează cu coeficientul β = *3/8* care ţine cont de faptul că încovoierea se poate face în acelaşi sens sau în sensuri diferite, pe diverse role. Se obţine astfel:

$$\sigma_{tot} = \frac{F}{A} + \beta \cdot E\frac{\delta}{D} \le \frac{\sigma_r}{c} \tag{2.11.}$$

de unde rezultă aria necesară:

$$A \ge \frac{F}{\frac{\sigma_r}{c} - \beta \cdot E\frac{\delta}{D}} \text{, în mm}^2 \tag{2.12.}$$

Verificarea la durabilitate a cablurilor se face cu relaţia :

$$D_u = \frac{Z_r}{N} = \frac{\dfrac{c_0}{\dfrac{8{,}5 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \sigma_t}{\frac{D}{d} - 8} - 1}}{N} \text{, în ani} \tag{2.13.}$$

unde Z_r este numărul de îndoituri până la rupere, determinat experimental;

c_1 – coeficient ce ţine cont de calitatea sârmei;

c_2 – coeficient ce ţine cont de diametrul cablului;

N – numărul de îndoiri pe an al cablului, în funcţie de schema de montaj şi durata funcţionării;

d – diametrul cablului, în mm.

Diametrul primitiv al organelor de ghidare şi acţionare se recomandă a fi:

$$D \ge k_1 \cdot k_2 \cdot d \tag{2.14.}$$

în care k_1 este un coeficient ce ţine seama de tipul maşinii de ridicat;

k_2 – coeficient ce ţine seama de construcţia cablului.

Legarea cablurilor este o operaţie importantă şi se face în funcţie de utilizarea acestora:

● ochet matisat (fig. 2.13.a), unde partea liberă a cablului se solidarizează cu ochetul prin matisare;

● manşon turnat (fig. 2.13.b), unde capătul liber este despletit şi înglobat într-o masă de plumb solidificat;

● manşon cu pană (fig. 2.13.c);

● cu cleme de fixare (fig. 2.13.d).

● cu dispozitive tip măsea (fig. 2.13.e).

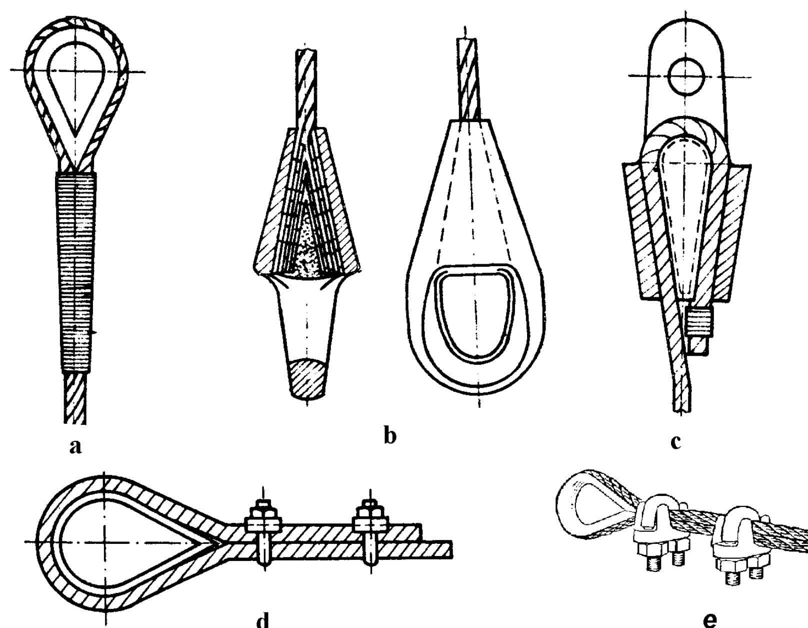


Fig. 2.13. Moduri de fixare a cablurilor

2.2. Organe pentru ghidarea şi acţionarea cablurilor şi a lanţurilor

Organele de ghidare sunt concepute să servească drept reazeme ale organului flexibil, în acele punctele unde este necesar să se realizeze o modificare a traseului acestuia.

Organele de acţionare a cablurilor şi a lanţurilor sunt destinate transmiterii mişcării către organul flexibil de ridicare şi sunt de tipul roţi de acţionare şi tobe de acţionare.

Organele pentru ghidare, după destinaţia lor, se împart în:

- role pentru cabluri de oţel, turnate sau construcţie sudată;
- role cu locaşuri pentru lanţuri sudate;
- roţi de lanţ pentru lanţuri cu eclise şi bolţuri.

Rolele pentru cabluri se pot executa turnate din fontă cenuşie şi mai rar fontă maleabilă sau cu grafit nodular, sau se pot executa turnate din oţel, fiind mai avantajoase din punct de vedere al duratei de exploatare. Destul de des, utilizate sunt rolele realizate din construcţii sudate (fig.2.14.) fiind mult mai uşoare şi cu o structură de rezistenţă superioară

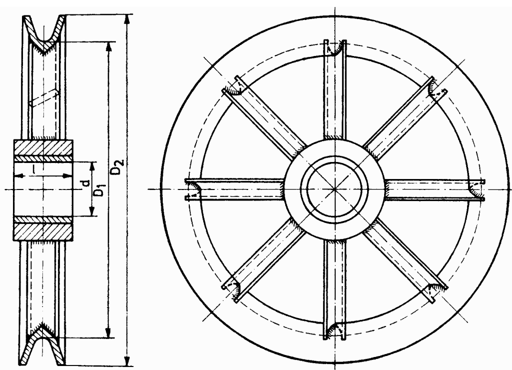


Fig. 2.14. Rolă de cablu sudată

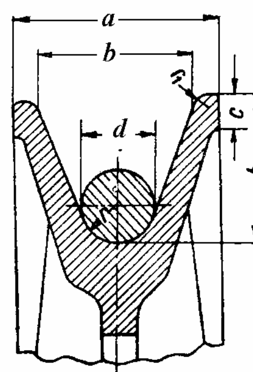


Fig. 2.15. Profilul rolei de cablu

În funcţie de diametrul cablului din oţel se stabilesc elementele geometrice ale profilului rolei (tabelul 2.1.), iar cu relaţia (2.14.) diametrul primitiv al rolei.

Şanţul în care pătrunde cablul din oţel (fig. 2.15.) trebuie să realizeze o suprafaţă mare de contact cu cablul, să nu permită înţepenirea cablului pe rolă şi să permită realizarea unor abateri mari ale ramurii sau ramurilor cablului faţă de planul rolei, fără atingerea bordurilor acesteia.

În majoritatea cazurilor, rolele de cablu se montează liber pe ax, ele fiind prevăzute cu bucşe din fontă sau bronz, iar în condiţii grele de ungere, sunt montate pe rulmenţi.

Tabelul 2.1. *Profilul rolelor pentru cabluri din oţel*

Diametrul cablului d (mm)	Dimensiunile (mm)					
	a	b	c	h	r	r_1
<9	28	20	6	15	5	3
9 ,2-5,5	40	30	7	25	8,5	4
16-18	50	35	9	28	10	5
18,5-21	55	40	10	30	12	5
21,5-23	60	45	10	33	13	5
24	65	50	10	37,5	14,5	5
25	70	55	10	37,5	14,5	5
26-27	75	60	10	40	15	5
28-30	80	65	12	45	17	6
31-33	85	65	13	50	18	6
33,5-36	90	70	15	55	20	7
37-38	105	85	17	60	23	8
39	110	85	18	65	25	9
40	115	85	18	65	25	9
42-44,5	120	90	18	65	25	9
46-48	125	95	20	68	28	10
50	130	100	22	70	30	11
52	135	100	22	75	30	11
56	140	110	24	80	32	12
60	145	120	26	85	35	13
65	150	130	28	85	38	14

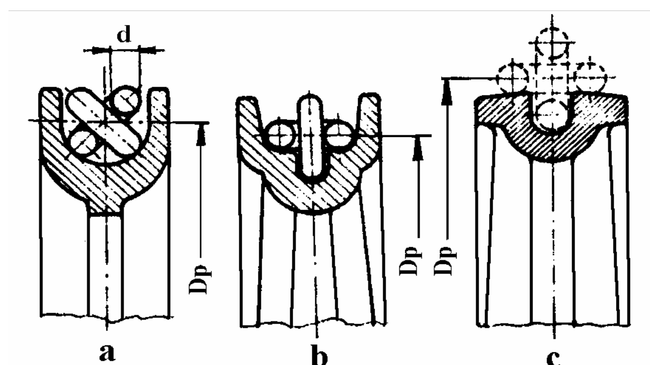


Fig. 2.16. Profilul rolei de lanţ

Rolele pentru lanţuri sudate sunt realizate din fontă turnată, obada rolei fiind prevăzută cu borduri bilaterale (fig. 2.16.a şi b), respectiv cu înclinări bilaterale (fig. 2.16.c). Dimensiunea principală este diametrul primitiv *Dp*, a cărui valoare depinde de modul cum se aşează zalele lanţului pe rolă.

Montajul rolelor se poate face pe lagăre cu alunecare sau pe rulmenţi, cu rotirea inelului interior sau exterior al acestora.

Dacă se neglijează toate rezistenţele ce se opun rotirii rolei, atunci forţa din ramura care se înfăşoară pe rolă este egală cu forţa din ramura care se desfăşoară de pe rolă. Cum însă mişcarea rolei este însoţită de frecare în lagărul acesteia, atunci forţa de tracţiune este mai mare decât cea teoretică (fig. 2.17.a.).

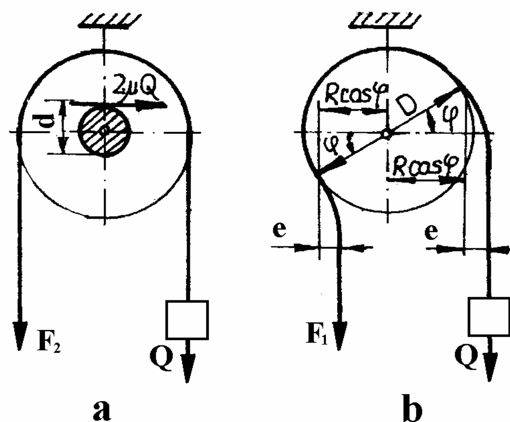


Fig. 2.17. Schema de calcul a forţei de acţionare a rolei

a aceasta se mai adaugă şi rezistenţa la deformare a cablului pe rolă (fig. 2.17.b.) în punctele de înfăşurare şi desfăşurare, ca efect al rigidităţii organului flexibil.

Calculul rolelor constă în determinarea forţei de acţionare F şi a randamentului η:

- calculul mecanic al rolei fixe evidenţiază pierderile datorită rigidităţii organului flexibil şi montajului, rezultând:

$$F = F_1 + F_2 = Q\left(1 + 2\frac{e}{R\cos\varphi} + \mu Q\frac{d}{R}\right) = Q\varepsilon \qquad (2.15.)$$

unde Q este sarcina de ridicat;

R – raza rolei;

e – abaterea cablului la desprindere;

φ – unghiul de abatere;

μ – coeficient de frecare la montajul rolei;

d – diametrul axului;

ε – coeficientul de pierdere şi are valori de 1,04-1,05 la montajul pe lagăre cu alunecare, respectiv de 1,01-1,02 la montajul pe rulmenţi.

Randamentul rolei fixe va fi:

$$\eta = \frac{1}{\varepsilon} \qquad (2.16.)$$

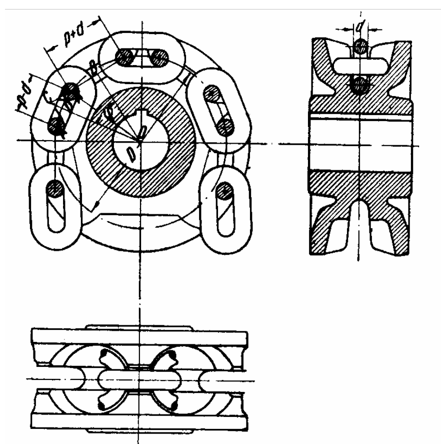
- calculul mecanic al rolei mobile duce la obţinerea unor expresii ale forţei şi randamentului de forma:

a. pentru rola amplificatoare de forţă:

$$\begin{cases} F = \dfrac{Q}{1+\varepsilon} \\ \eta = \dfrac{\varepsilon+1}{2} \end{cases} \qquad (2.17.)$$

b. pentru rola amplificatoare de spaţiu:

$$\begin{cases} F = (1+\varepsilon)Q \\ \eta = \dfrac{2}{1+\varepsilon} \end{cases} \qquad (2.18.)$$



Organele pentru acţionare a lanţurilor sudate sunt de tipul roţilor cu locaşuri şi se execută prin turnare din fontă sau oţel. Obada este prevăzută cu locaşuri z ($z_{min} = 5$) în care se aşează zalele culcate ale lanţului, realizând astfel solidarizarea prin angrenare între lanţ şi roată (fig. 2.18.).

Într-o ramură a lanţului ce înfăşoară roata cu 180^0 lucrează forţa de rezistenţă F_1, în timp ce cealaltă ramură atârnă liber.

Valoarea teoretică a momentului de torsiune transmis roţii cu locaşuri este:

Fig. 2.18. Roată cu locaşuri

$$M_0 = F_1\frac{D}{2} \qquad (2.19.)$$

unde D este diametrul primitiv al roţii.

În realitate, datorită deformării lanţului în punctul de înfăşurare pe roată şi a frecării din lagărul roţii, momentul rezistent ce trebuie învins este:

$$M_r = F_1 \frac{D}{2}\frac{L}{\eta} > M_0 \qquad (2.20.)$$

L fiind lungimea lanţului care se înfăşoară;

η – randamentul roţii (are valori de 0,92-0,93).

Dimensionarea roţii cu locaşuri se referă la stabilirea diametrului primitiv şi care depinde de pasul lanţului *p*, diametrul zalei *d* şi de numărul de locaşuri *z*:

$$D = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin\frac{90^0}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90^0}{z}}\right)^2} \qquad (2.21.)$$

Pentru $z > 9$ şi $d < 16$, termenul al doilea din relaţia de mai sus se poate neglija şi se obţine expresia:

$$D \cong \frac{p}{\sin\frac{90^0}{z}} \qquad (2.22.)$$

Pentru acţionarea lanţurilor cu eclise şi bolţuri se folosesc roţi dinţate, elementele geometrice şi calculele fiind detaliate la capitolul aferent disciplinei de organe de maşini.

Tobele folosite la antrenarea cablurilor din oţel sunt executate din fontă, oţel laminat sau turnat şi se pot clasifica după mai multe criterii, astfel:

● după profilul secţiunii longitudinale:
- tobe cilindrice;
- tobe conice;
- tobe profilate;

● după geometria suprafeţei:
- tobe netede;
- tobe canelate (simple sau duble);

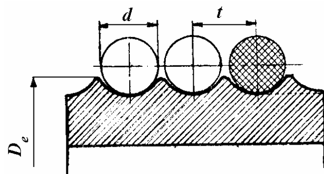


Fig. 2.19. Profilul suprafeţei tobei

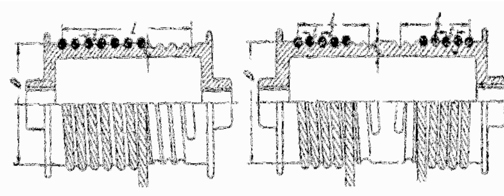


Fig. 2.20. Tobă canelată simplă şi dublă

● după felul solidarizării organului flexibil pe tobă:
- tobe cu fixare;
- tobe cu frecare.

Tobele cu suprafaţa netedă sunt folosite la mecanisme de ridicat simple şi cu valori mici ale sarcinii (forţei de tracţiune din cablu). Tobele cu suprafaţa exterioară canelată (fig. 2.19.) au prevăzute un canal elicoidal pe care se înfăşoară cablul, într-unul sau mai multe straturi.

Pentru echipamentele de ridicat se utilizează tobe cu suprafaţă canelată de tipul simple sau duble (fig. 2.20.).

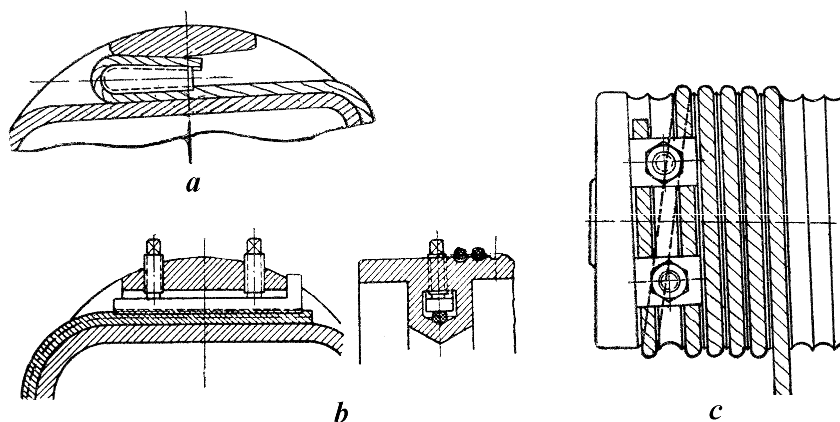


Fig. 2.21. Tipul solidarizării organului flexibil pe tobă: a- cu pană înclinată; b- cu pană paralelă şi şuruburi; c- cu plăcuţe de fixare

Fixarea capătului cablului din oţel pe tobă trebuie să nu permită desprinderea lui, chiar dacă s-au desfăşurat de pe tobă şi spirele de rezervă. De asemenea, în punctul de fixare nu trebuie să apară solicitări exagerate menite să producă deteriorarea cablului, iar schimbarea lui să se poată face uşor şi rapid. Cele mai frecvente moduri de fixare a cablului pe tobă sunt prezentate în figura 2.21.

Tobele cu frecare (fig. 2.22.) sunt folosite în unele cazuri la acţionarea cablurilor din oţel, mişcarea fiind transmisă prin frecarea organului flexibil de tobă .

Principalele elemente geometrice ale tobelor sunt diametrul (care se determină la fel ca la rolele de ghidare) şi lungimea de lucru pe care se înfăşoară cablul într-un singur strat, cu relaţia:

$$L = K\left(\frac{l}{\pi D} + n_r\right)t \text{ , în mm} \quad (2.23.)$$

unde K este un coeficient ce ţine seama de felul tobei ($K = 1$ pentru tobe simple şi $K = 2$ pentru tobe duble);

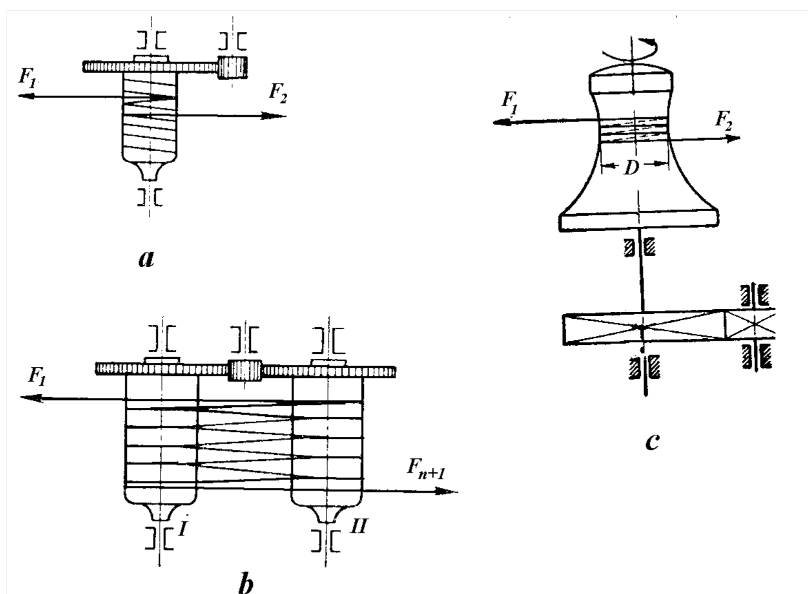


Fig. 2.22. Tobe cu frecare: a- cu o singură tobă; b- cu două tobe; c- cu tobă cu diametrul variabil.

l – lungimea de cablu ce trebuie înfăşurată pe tobă (pentru tobe simple) sau pe o jumătate a tobei, în mm;

n_r – numărul înfăşurărilor de rezervă ($n_r \geq 2$);

t – pasul şanţului elicoidal al tobei, în mm.

Lungimea de lucru a tobelor cu înfăşurarea cablului în mai multe straturi se determină cu relaţia:

$$L = \frac{l}{\pi[D+(z-l)d]z} \cdot \frac{d}{0,9} \qquad (2.24.)$$

în care *z* este numărul straturilor;

d – diametrul cablul, în mm

Valoarea teoretică a momentului de torsiune transmis de toba cu fixare (fig. 2.20.) este:

$$M_0 = F_1 \frac{D}{2} \qquad (2.25.)$$

unde F_1 este forţa de tracţiune din organul flexibil;

D – diametrul primitiv al tobei.

Ca urmare a deformării organului flexibil la înfăşurarea pe tobă, dar şi a frecărilor din lagăre, momentul rezistent ce trebuie învins este $M_r > M_0$ şi anume:

$$M_r = F_1 \frac{D}{2} \frac{1}{\eta} \qquad (2.26.)$$

unde η este randamentul tobei ($\eta = 0,95 \ldots. 0,98$).

La tobele cu frecare mişcarea se transmite la organul flexibil prin frecarea dintre tobă şi cele câteva spire înfăşurate pe ea. Când toba se roteşte, o ramură a organului flexibil se înfăşoară iar cealaltă se desfăşoară, numărul de spire aflate în contact cu toba fiind constant. Momentul de torsiune va fi:

$$M_0 = (F_1 - F_2)\frac{D}{2} < M_r = (F_1 - F_2)\frac{D}{2}\frac{1}{\eta} \qquad (2.27.)$$

unde F_1 şi F_2 sunt forţele din cele două ramuri.

Numărul *n* de spire necesar a fi înfăşurat pe tobă se determină din relaţia lui Euler:

$$F_1 \leq F_2 \cdot e^{\mu\alpha} \qquad (2.28.)$$

în care μ este coeficientul de frecare dintre cablu şi tobă;

α – unghiul de înfăşurare a organului flexibil pe tobă ($\alpha = 2\pi n$).

Înlocuind în relaţia de mai sus şi prin logaritmare se obţine:

$$n \geq \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \mu} \ln \frac{F_1}{F_2} \qquad (2.29.)$$

Lungimea activă a tobelor netede se determină cu relaţia:

$$L_a = \frac{1}{\varphi}(n - n_0)p \qquad (2.30.)$$

în care φ este un coeficient ce ţine seama de spaţiul dintre spire ca urmare a înfăşurării neuniforme ($\varphi = 0,9$);

n_0 – numărul spirelor de rezervă ($n_0 = 2$);

p – pasul înfăşurării.

În cazul tobelor canelate, lungimea activă se determină cu relaţiile:

- pentru toba simplă:

$$L_a = \left[\frac{H \cdot i_p}{\pi(D+d)} + n_1 + n_2\right]p \qquad (2.31.)$$

- pentru toba dublă:

$$L_a = \left[\frac{2H \cdot i_p}{\pi(D+d)} + n_1 + n_2\right]p + l_3 \qquad (2.32.)$$

unde H este înălţimea de ridicare;

i_p – raportul de transmitere prin cablu;

n_1 – numărul de spire de siguranţă ($n_1 \geq 2$);

n_2 – numărul spirelor necesare pentru prinderea cablului pe tobă ($n_2 = 2 \dots 4$);

l_3 – lungimea părţii din mijloc necanelate.

Palanele factoriale sunt dispozitive de transmisie, cu utilizare specifică maşinilor de ridicat, formate dintr-un ansamblu de role înfăşurate de un acelaşi organ flexibil, care realizează de obicei o multiplicare a forţei organului de acţionare, prin repartizarea sarcinii de ridicat pe mai multe ramuri ale organului flexibil, în timp ce forţa dezvoltată de organul de acţionare este aplicată pe o singură ramură (fig. 2.23.), palane factoriale simple, sau pe două ramuri (fig. 2.24.), palane factoriale gemene, ale organului flexibil.

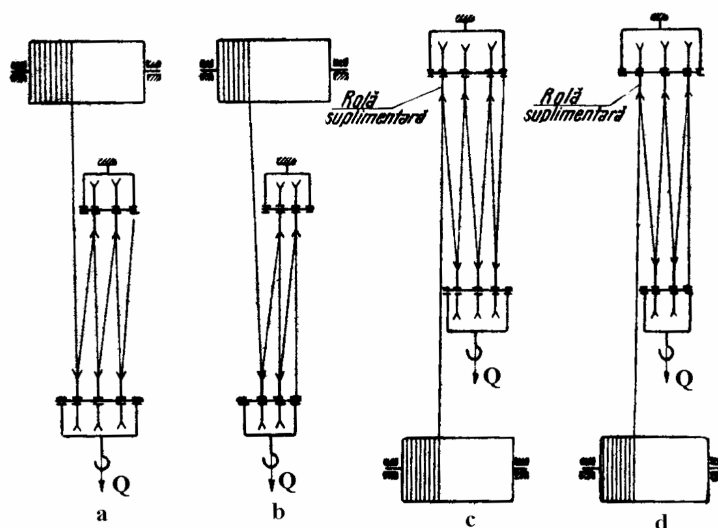


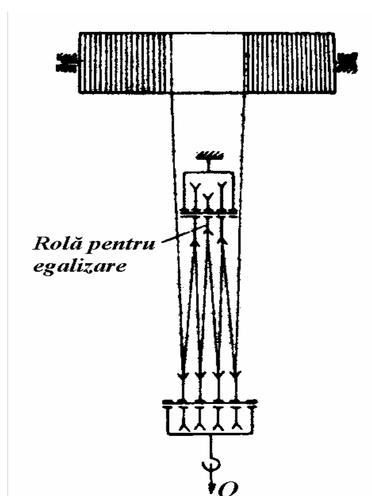
Fig. 2.23. Scheme de palane simple

Un palan simplu este format dintr-un carcasă de care se agaţă sarcina (mufla liberă) şi un organ flexibil care înfăşoară succesiv rolele, având un capăt fixat, de exemplu la o tobă simplă montată sus (fig. 2.23.a şi b) sau jos (fig. 2.23.c şi d) şi al doilea capăt fixat fie la mufla fixă (fig. 2.23.a şi c) fie la mufla liberă (fig. 2.23.b şi d).

Un palan gemen poate fi considerat ca provenind din unirea a două palane simple (fig. 2.24.), iar pentru a egaliza diferenţele de alungiri ale ramurilor organului flexibil se foloseşte o rolă de egalizare.

Palanele gemene au avantajul că permit, prin construcţia lor, ridicarea sarcinii perfect pe verticală, tobele de acţionare fiind amplasate numai la partea superioară.

Caracteristica principală a unui palan simplu sau gemen este numărul ramurilor portante, a cărui alegere se face în funcţie de mărimea sarcinii ce trebuie ridicată.



Palanele factoriale au scopul de a multiplica forţa dezvoltată de organul de acţionare al unui mecanism de ridicare. În conformitate cu legea conservării energiei, viteza de ridicare a sarcinii este corespunzător mai mică decât viteza ramurii de acţionare. Palanele pentru multiplicarea forţei de acţionare se numesc palane cu acţiune liberă, iar cele pentru multiplicarea vitezei cu acţiune inversă.

Fig. 2.24. Palan gemen

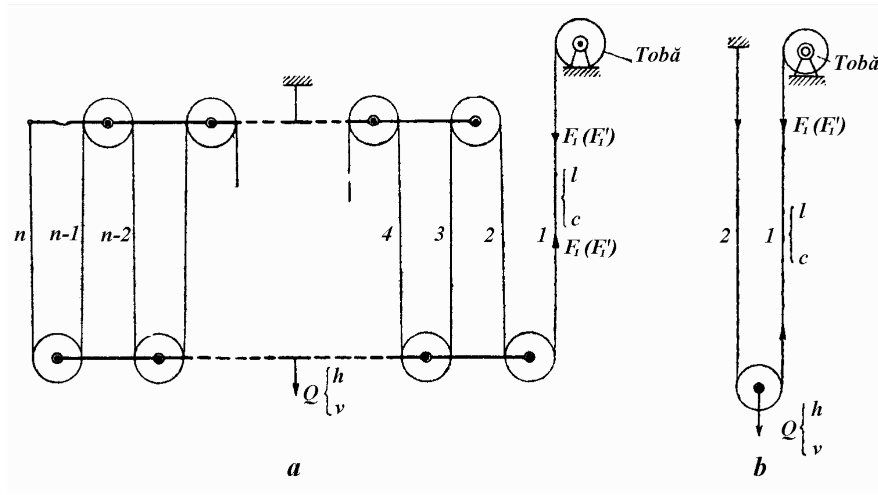


Fig. 2.25. Schema desfăşurată a unui palan simplu

Pentru calculul palanelor simple se consideră schema desfăşurată şi generalizată a unui palan cu „*n*” ramuri portante din figura 2.25.

Se numeşte raport de transmitere raportul dintre greutatea sarcinii de ridicat Q şi forţa din ramura de acţionare $(F_1)_0$, în ipoteza lipsei pierderilor prin frecare:

$$i_p = \frac{Q}{(F_1)_0} = \frac{Q}{\frac{Q}{n}} = n \qquad (2.33.)$$

Prin urmare, raportul de transmitere al unui palan este egal cu numărul ramurilor portante ale acestuia.

Deoarece rotirea rolelor este însoţită de pierderi prin frecare, forţa din ramura de acţionare are valori diferite, după cum se efectuează ridicarea sau coborârea sarcinii.

La ridicarea sarcinii, între forţele din ramurile portante ale palanului există relaţiile:

$$\begin{cases} F_1 = \dfrac{F_2}{\eta} \Rightarrow F_2 = F_1\eta \\ F_2 = \dfrac{F_3}{\eta} \Rightarrow F_3 = F_2\eta = F_1\eta^2 \\ F_3 = \dfrac{F_4}{\eta} \Rightarrow F_4 = F_3\eta = F_1\eta^3 \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ F_{n-1} = \dfrac{F_n}{\eta} \Rightarrow F_n = F_{n-1}\eta = F_1\eta^{n-1} \end{cases} \qquad (2.34.)$$

unde η este randamentul unei role.

Deoarece $Q = F_1 + F_2 + \ldots + F_n$, înlocuind cu relaţiile de mai sus se obţine:

$$Q = F_1\left(1 + \eta + \eta^2 + \ldots\ldots + \eta^{n-1}\right) \qquad (2.35.)$$

de unde:

$$F_1 = \frac{1-\eta}{1-\eta^n} Q = \frac{1-\eta}{1-\eta^{i_p}} Q \qquad (2.36.)$$

La coborârea sarcinii, între forţele din ramurile portante ale palanului există relaţiile:

$$\begin{cases} F_2' = \dfrac{F_1'}{\eta} \\ F_3' = \dfrac{F_2'}{\eta} = \dfrac{F_1'}{\eta^2} \\ F_4' = \dfrac{F_3'}{\eta} = \dfrac{F_1'}{\eta^3} \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ F_n' = \dfrac{F_{n-1}'}{\eta} = \dfrac{F_1'}{\eta^{n-1}} \end{cases} \tag{2.37.}$$

Deoarece $Q = F_1' + F_2' + \dots\dots\dots + F_n'$, înlocuind cu relaţiile de mai sus se obţine:

$$Q = F_1'\left(1 + \eta^{-1} + \eta^{-2} + \dots\dots\dots + \eta^{-(n-1)}\right) \tag{2.38.}$$

de unde rezultă:

$$F_1' = \eta^{n-1}\frac{1-\eta}{1-\eta^n}Q = \eta^{i_p-1}\frac{1-\eta}{1-\eta^{i_p}}Q \tag{2.39.}$$

Pe baza principiului conservării energiei se poate scrie:

$$(F_1)_0\, l = Q \cdot h \tag{2.40.}$$

în care *l* este lungimea organului flexibil care se înfăşoară sau se desfăşoară;
h – înălţimea de ridicare a sarcinii.

Dacă se ţine cont de relaţia (2.33.), se poate scrie:

$$l = i_p h \Leftrightarrow c = i_p v \tag{2.41.}$$

unde *c* este viteza de înfăşurare sau desfăşurare a cablului pe tobă;
v – viteza de ridicare sau coborâre a sarcinii.

Randamentul palanului la ridicare este dat de relaţia:

$$\eta_p = \frac{Q \cdot v}{F_1 \cdot c} = \frac{Q}{F_1}\frac{1}{i_p} = \frac{1}{i_p}\frac{1-\eta^{i_p}}{1-\eta} \tag{2.42.}$$

Randamentul palanului la coborâre este dat de relaţia:

$$\eta_p' = \frac{F_1' \cdot l}{Q \cdot h} = i_p\frac{1-\eta}{1-\eta^{i_p}}\eta^{i_p-1} \tag{2.43.}$$

În cazul palanului factorial simplu cu două ramuri portante ($n = 2$), cunoscut sub numele de scripete mobil, relaţiile generale stabilite anterior au forma:

$$\begin{cases} l = 2h \\ c = 2v \\ F_1 = \dfrac{1}{1-\eta}Q \\ F_1' = \dfrac{\eta}{1+\eta}Q \\ \eta_p = \dfrac{1+\eta}{2} \\ \eta_p' = \dfrac{\eta}{1+\eta}2 \end{cases} \tag{2.44.}$$

Pentru calculul palanelor factoriale gemene se consideră schema desfăşurată şi generalizată din figura 2.26.

În acest caz raportul de transmitere, definit ca raportul dintre greutatea sarcinii de ridicat şi suma forţelor din cele două ramuri de acţionare, în ipoteza lipsei pierderilor prin frecare, este:

$$i_p = n/2 \qquad (2.45.)$$

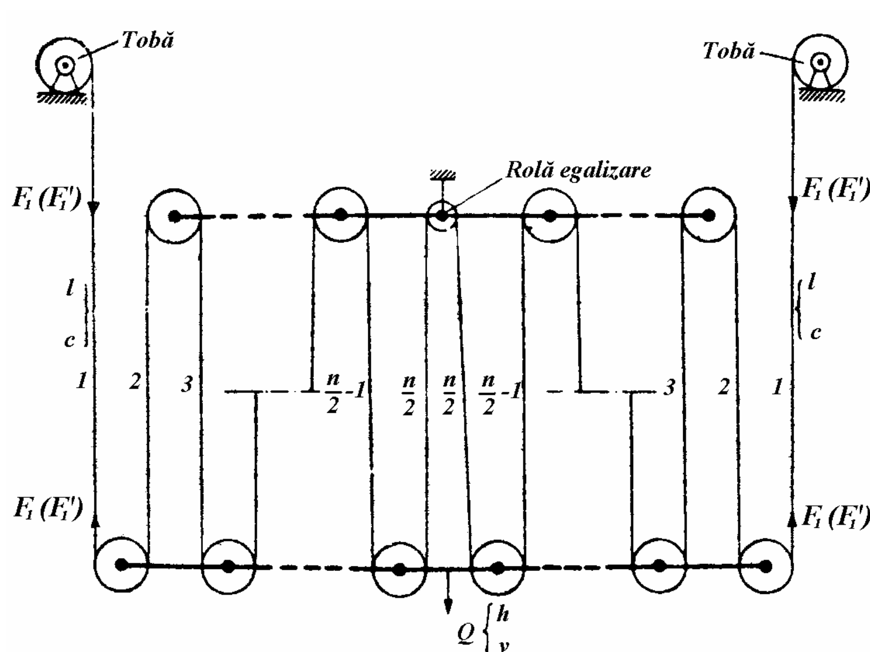


Fig. 2.26. Schema desfăşurată a unui palan gemen

Printr-un raţionament asemănător celui aplicat la palanul simplu se obţin pentru forţele din ramurile de acţionare a palanului expresiile:

$$\begin{cases} F_1 = \dfrac{1-\eta}{1-\eta^{i_p}}\dfrac{Q}{2} = \dfrac{Q}{2\cdot i_p}\dfrac{1}{\eta_p} \\ F_1^{'} = \eta^{i_p-1}\dfrac{1-\eta}{1-\eta^{i_p}}\dfrac{Q}{2} = \dfrac{Q}{2\cdot i_p}\eta_p^{'} \end{cases} \qquad (2.46.)$$

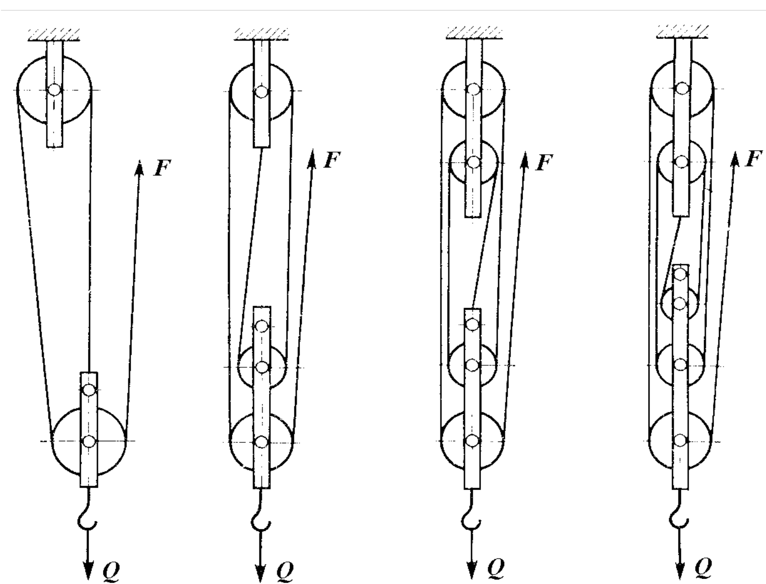


Fig. 2.27. Scheme de palane pentru demultiplicarea forţei de acţionare

Relaţiile de calcul pentru cursa şi viteza ramurilor de acţionare, precum şi relaţiile pentru calculul randamentului palanului gemen au aceiaşi formă ca şi în cazul palanelor simple.

Schema unor palane simple cu demultiplicarea forţei de tracţiune sunt prezentate în figura 2.27. Aici forţa de tracţiune va avea valoarea cea mai mică în prima ramură a cablului şi valoarea cea mai mare în ramura z+1, z fiind numărul total de role ale palanului.

Câteva scheme cu palane duble folosite la macarale, în vederea demultiplicării forţei de tracţiune, sunt prezentate în figura 2.28. Acestea au între patru şi zece ramuri portante, sarcina de ridicat variind între 25 – 100 tone, iar randamentul palanului scade de la 0,94, în cazul palanului cu patru ramuri, la 0,87 la palanul cu zece ramuri.

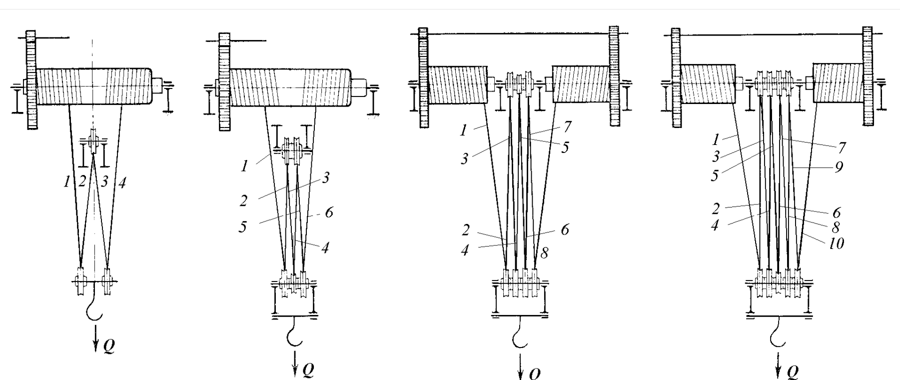
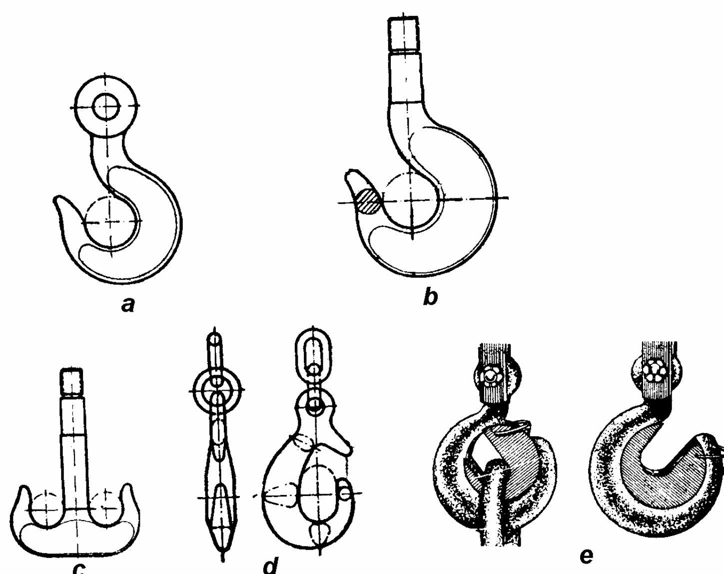


Fig. 2.28. Scheme de palane duble demultiplicatoare de forţă

Palanele demultiplicatoare de viteză sunt folosite mai ales la ascensoarele hidraulice şi pneumatice, în vederea obţinerii unei deplasări mai rapide a sarcinii comparativ cu mişcarea lentă a pistonului de acţionare.

2.3. Organe pentru suspendarea şi apucarea sarcinilor

Sunt organe specifice maşinilor de ridicat şi au rolul de a prinde sarcina în vederea manipulării ei, de regulă, sunt sub forma de cârlige (fig. 2.29.) şi ochiuri (fig. 2.30.) care se solidarizează cu mufla liberă a palanului mecanismului de ridicare.



Deoarece forma sarcinilor nu permite, în general, atârnarea lor nemijlocită la cârlig, această operaţie se mai poate face prin intermediul unor organe auxiliare a căror construcţie depinde de felul sarcinilor.

Fig. 2.29. Cârlige pentru suspendarea sarcinilor

Cârligele sunt executate prin forjare sau construite din plăci (folosite cu precădere în industria metalurgică). Constructiv ele pot fi cu ochi (fig. 2.29.a), cu tijă filetată (fig. 2.29.b), cârlig dublu cu tijă (fig. 2.29.c), cu cioc de deviere (fig. 2.29.d) pentru e evita agăţarea de eventualele construcţii din zona de lucru sau cu disc crestat ce împiedică căderea organului flexibil de tracţiune (fig. 2.29.e).

Ochiurile sunt folosite în locul cârligelor pentru ridicarea sarcinilor mari deoarece, în pofida exploatării mai incomode, prin construcţia lor sunt mai avantajos solicitate decât acestea. Ochiurile se pot executa forjate dintr-o singură bucată (fig. 2.30.a), articulate (fig. 2.30.b) sau asamblate cu bolţuri (fig. 2.30.c).

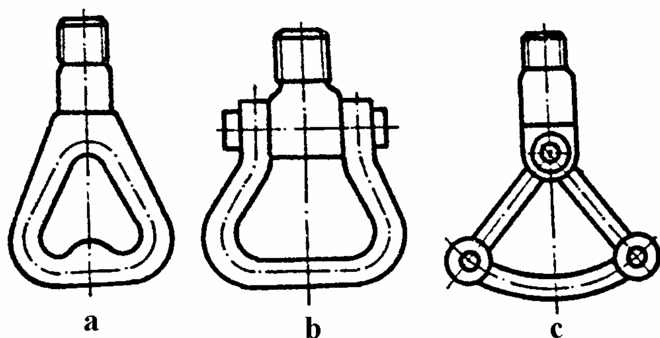


Fig. 2.30. Ochiuri pentru suspendarea sarcinilor

Calculul cârligelor nu este necesar deoarece ele sunt standardizate pe dimensiuni şi capacităţi de ridicare, calculul fiind util doar atunci când se foloseşte un cârlig nestandardizat şi doar la verificarea acestuia.

Tija filetată pentru cârligele simple şi duble se verifică la tracţiune sub acţiunea greutăţii sarcinii, ţinând cont de faptul că eforturile unitare se concentrează datorită prezenţei filetului.

Corpul cârligului simplu sau dublu este considerat ca o grindă cu axă curbă, caz în care efortul unitar dintr-o fibră oarecare a unei secţiuni este dat de relaţia:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{\rho A}\left(1 + \frac{1}{K}\frac{y}{\rho + y}\right) \tag{2.47.}$$

în care N este forţa normală din secţiune;

A – aria secţiunii considerate;

M – momentul încovoietor în secţiune;

ρ - raza de curbură în secţiunea considerată;

K – coeficientul de formă al secţiunii;

y – distanţa unei fibre oarecare faţă de centrul de greutate al secţiunii.

Calculul ochiurilor presupune verificarea tijei filetate care, este asemănătoare ca în cazul cârligelor. Ochiurile rigide au mai multe metode de calcul, prin relaţii matematice aproximative, dar calculul exact (mai anevoios) este cel care dă precizie mai ridicată. La ochiurile articulate calculul priveşte forţa din tiranţii ochiului, solicitaţi la tracţiune:

$$F = \frac{Q}{2\cos\alpha} \tag{2.48.}$$

unde α este jumătatea unghiului dintre tiranţi.

Montarea cârligelor şi a ochiurilor la ansamblul de role al palanului se realizează prin intermediul unor mufle. În funcţie de complexitatea construcţiei, muflele pot fi normale (fig. 2.31.a), scurtate (fig. 2.31.b) sau speciale.

Mufla normală are prevăzută o traversă de montare a cârligului, fixată pe doi tiranţi laterali ce pot oscila în axul de montare a rolelor de cablu. Mufla scurtată are traversa oscilantă şi solidară cu axul rolelor de cablu.

Organele flexibile de prindere sunt făcute din bucăţi de lanţuri sudate, cabluri sau frânghii, ale căror capete sunt prevăzute cu cârlige, inele sau alte construcţii speciale.

În figura 2.32. sunt prezentate lanţuri de prindere cu o singură ramură şi cu două ramuri. Acestea au prevăzute la capete cârlige sau ochiuri, în funcţie de caracteristicile sarcinii de ridicat.

Formele, dimensiunile şi sarcinile utile pentru lanţurile de prindere din figura 2.32. sunt stabilite prin standarde.

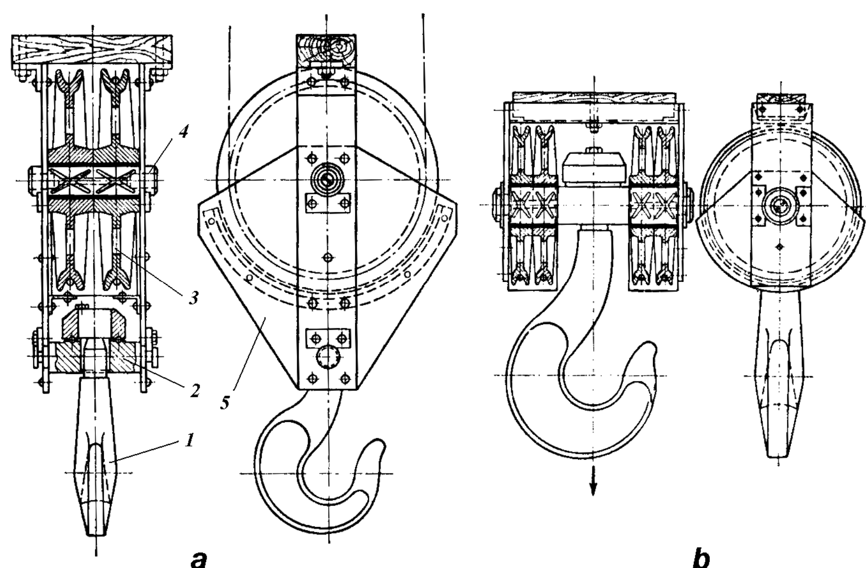


Fig. 2.31. Tipuri de mufle; a- normală; b- scurtată; 1- cârlig; 2- traversă; 3- rolă de cablu; 4- axul rolelor de cablu; 5- tirant.

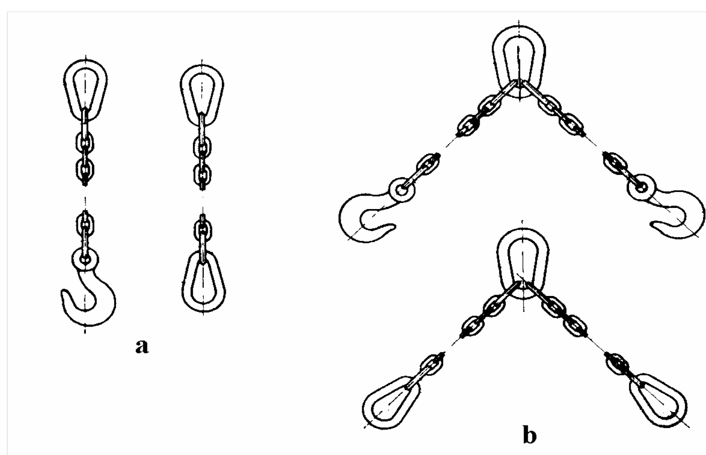


Fig. 2.32. Lanţuri de prindere: a- cu o singură ramură; b- cu două ramuri.

În figura 2.33. sunt prezentate cabluri de prindere cu o ramură (a), respectiv cu două ramuri (b)

Pentru calculul organelor flexibile de prindere este necesară o determinare prealabilă a forţei de tracţiune din ramuri.

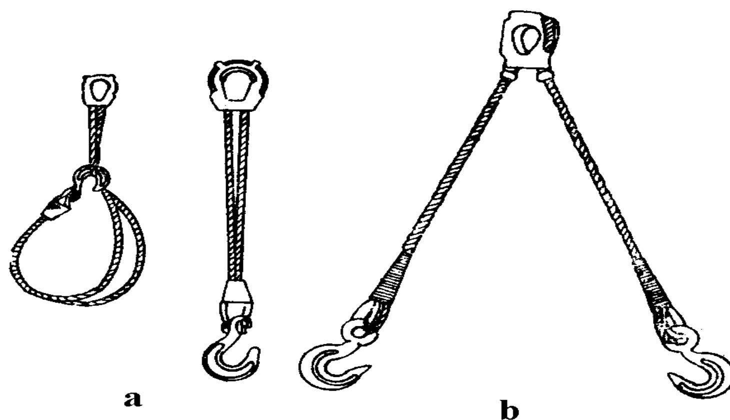


Fig. 2.33. Cabluri de prindere

În unele cazuri se folosesc pentru suspendarea sarcinilor traversele care, sunt de fapt grinzi metalice atârnate direct sau prin intermediul unui organ flexibil de prindere cu două ramuri, la mecanismul de ridicare şi pe care este suspendată sarcina de ridicat, fie cu ajutorul unor alte organe flexibile de prindere, fie cu ajutorul unor cârlige de diverse forme.

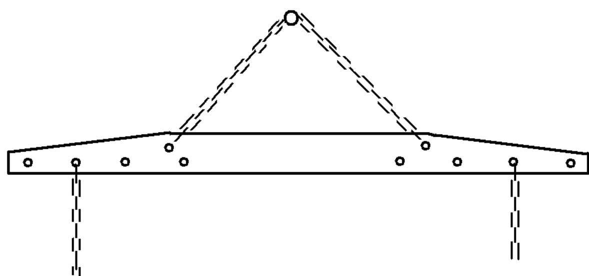


Fig. 2.34. Traversă de suspendare

Traversele (fig. 2.34.) se pot utiliza la suspendarea unor sarcini de lungimi mari sau la suspendarea de cârligul unui singur mecanism de ridicare a mai multor sarcini de acelaşi fel, în cazul în care greutatea fiecărei sarcini individuale este comparativ mai mică decât capacitatea mecanismului de ridicare, ori la ridicarea unor sarcini foarte mari, folosind două mecanisme de ridicare independente.

Tot pentru suspendarea sarcinilor se mai folosesc dispozitive cu încleştare, iar la materialele feroase se folosesc electromagneţi.

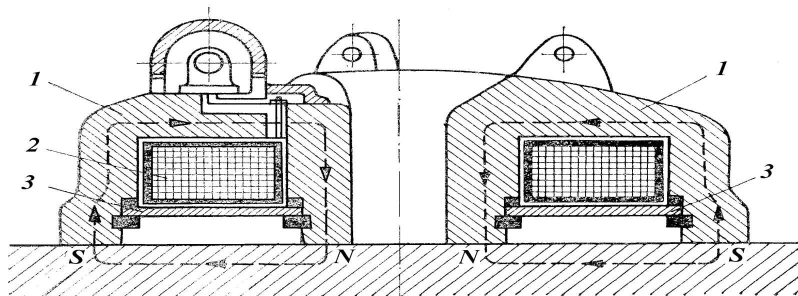


Fig. 2.35. Electromagnet de ridicare

Electromagnetul pentru ridicare (fig. 2.35.) este, de regulă, alcătuit dintr-o carcasă de oţel turnat cilindrică 1, cu proprietăţi magnetice, în interiorul căreia se află bobina 2, sprijinită pe suportul nemagnetic 3. La alimentarea bobinei, fluxul magnetic se închide prin carcasa1 şi sarcina de ridicat, care este atrasă şi lipită de partea inferioară a electromagnetului. Sarcina maximă de ridicare, în funcţie de starea suprafeţei materialului, poate ajunge până la 30 t.

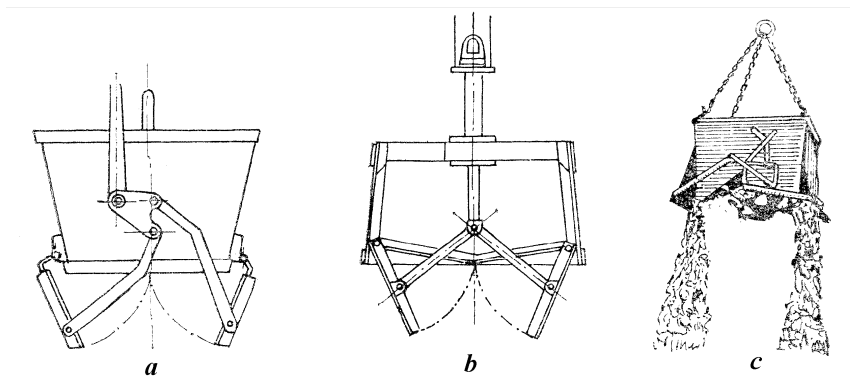


Fig. 2.36. Bene pentru materiale vrac: a,b- cu descărcare prin fund; c- cu descărcare laterală

Benele (fig. 2.36.) sunt vase de diferite forme destinate suspendării sarcinilor vărsate. Încărcarea benei se face manual sau prin scurgerea dintr-un buncăr, în timp ce golirea benei se face prin basculare sau deschiderea fundului (dacă este prevăzută cu fund rabatabil).

Tot pentru deplasarea sarcinilor vărsate se mai folosesc graiferele care, elimină complet munca manuală. Umplerea graifărelor se face prin apucarea sarcinii de către cupele acestora iar golirea prin deschiderea cupelor.

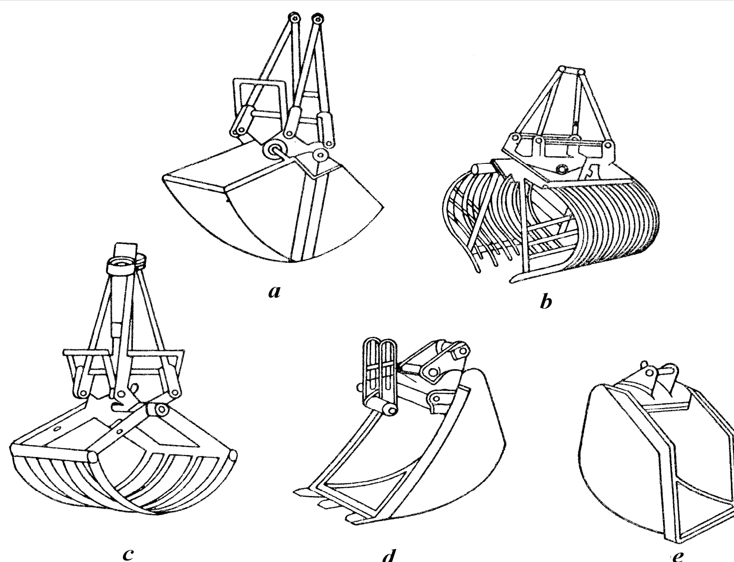


Fig. 2.37. Schema organelor active ale încărcătoarelor cu graifăr

Construcţia organelor de apucare şi suspendare a sarcinii la construcţiile de tip graifăr sunt prezentate în figura 2.37. Astfel ele pot fi folosite la materiale friabile, pământ, îngrăşăminte, cereale (fig. 2.37.a. d, e), pentru bulborădăcinoase (fig. 2.37.b), pentru gunoi de grajd şi materiale siloz (fig. 2.37.c.).

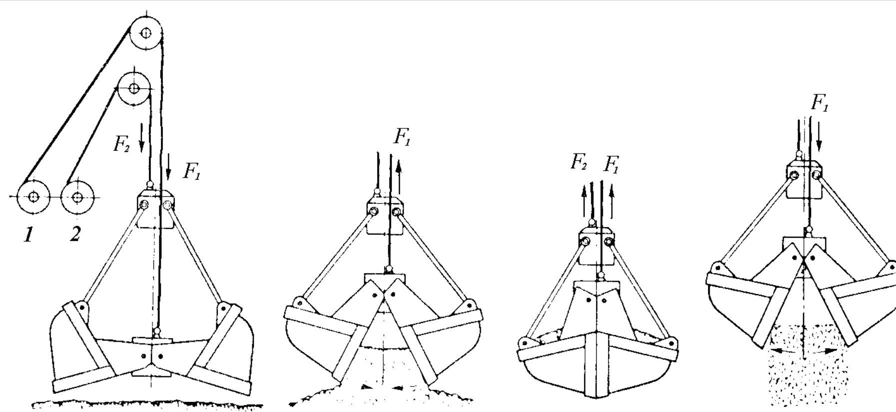


Fig. 3.38. Modul de lucru al graifărului cu două cabluri

Construcţia acţionării graifărelor este diferită, dar principiul de funcţionare este acelaşi. În figura 3.38. este prezentat modul de lucru al unui graifăr cu două cabluri. Cablul 1 comandă deschiderea şi închiderea celor două semicupe, iar cablul 2 comandă coborârea şi ridicarea graifărului. Asemenea construcţii au capacităţi cuprinse între 0,5 – 5 m^3

Eliminarea lucrului manual a dus la conceperea unei game mari de sisteme de prindere a sarcinii sub forma de cleşti. Aceştia sunt dispozitive articulate care susţin sarcina pe baza forţelor de frecare dintre fălcile de prindere şi sarcina de ridicat.

Cleştii cu închidere automată (fig. 2.39.) sunt folosiţi la prinderea de butoaie, saci, baloţi. Aceştia sunt menţinuţi în poziţie deschisă printr-un zăvor articulat. Pentru apucarea sarcinii se trage zăvorul, iar după ce cleştele a apucat sarcina se lasă liber zăvorul şi prin ridicarea cablului, cleştele se închide şi ridică sarcina.

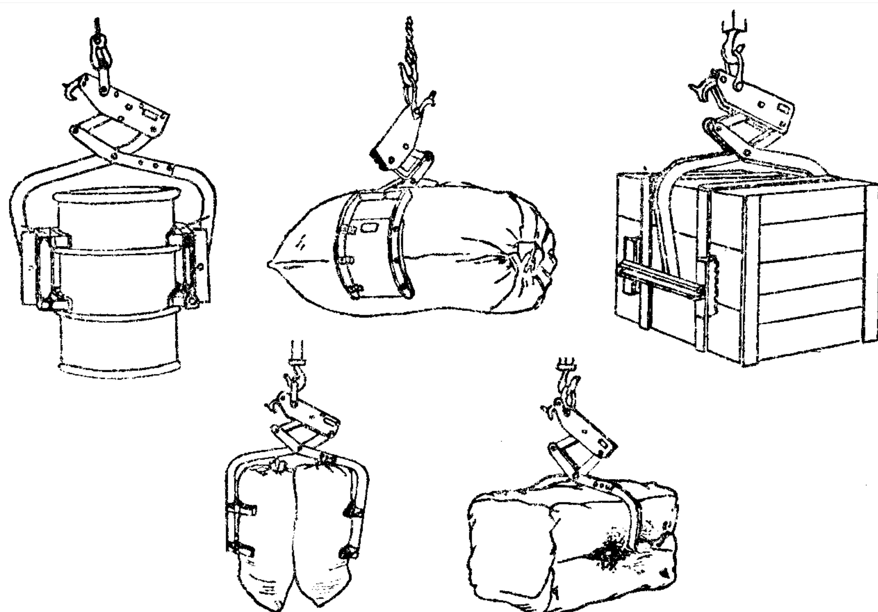


Fig. 3.39. Tipuri constructive de cleşti de prindere

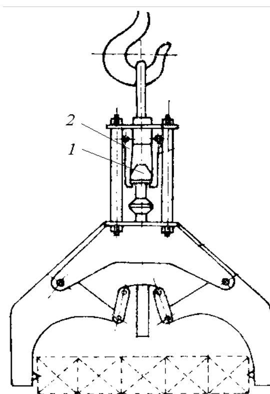


Fig. 2.40 Cleşte prindere semifabricate mari

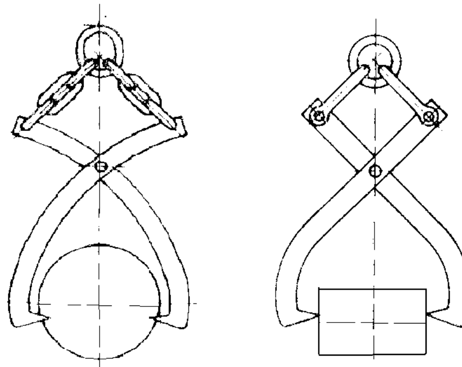
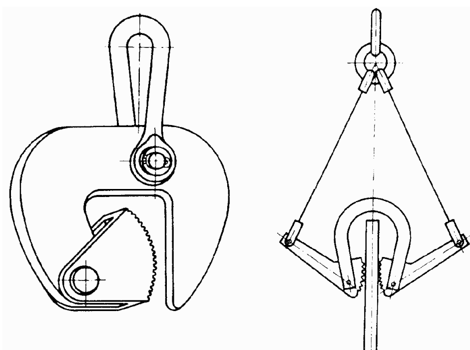


Fig. 2.41. Cleşti de prindere semifabricate din lemn

Pentru prinderea unor semifabricate mari se foloseşte cleştele automat cu dispozitiv conic de închidere (fig. 2.40.). Acesta prinde, ridică şi eliberează sarcina automat, fiind folosit la unele tipuri constructive de macarale.



La prinderea semifabricatelor din lemn se folosesc cleşti confecţionaţi din tablă sau prin forjare (fig. 2.41.).

Pentru prinderea sarcinilor metalice de tipul table se folosesc cleşti de strângere cu came zimţate excentrice (fig. 2.42.).

Fig. 2.42. Cleşti de strângere cu came zimţate excentrice

2.4. Organe de blocare şi de frânare

Organele de blocare sau opritoarele, sunt folosite la unele mecanisme de ridicare cu scopul de a împiedica, după încetarea acţionării, mişcarea mecanismului în sensul coborârii, realizând astfel reţinerea sarcinii ridicate. Opritoarele sunt folosite ca dispozitive independente sau ca părţi componente ale frânelor.

În funcţie de construcţie, se deosebesc:

- opritoare cu clichet;
- opritoare cu frecare, care pot fi cu excentric şi cu role.

Organele de frânare folosite în construcţia maşinilor de ridicat sunt, în principiu, alcătuite din unul sau mai multe organe mobile, solidarizate cu un arbore al mecanismului, respectiv unul sau mai multe organe fixe, solidarizate cu scheletul acestora. Prin frecarea dintre organele mobile şi cele fixe ale frânei se realizează transformarea în căldură a energiei diferitelor piese în mişcare ale mecanismului, rezultând fie oprirea lui într-un timp determinat, fie limitarea vitezei la o valoare dată.

Clasificarea frânelor se poate face după mai multe criterii, câteva dintre acestea fiind cele ce urmează:

► după destinaţia lor:
- frâne de oprire;
- frâne de coborâre;
- frâne mixte;

► după modul de comandă:
- frâne comandate;
- frâne semiautomate;
- frâne automate;

► după poziţia relativă a organelor fixe şi mobile:
- frâne normal strânse;
- frâne normal slăbite.

Construcţia obişnuită a unui opritor cu clichet este prezentată în figura 2.43. Pe roata cu dantură specială reazemă clichetul prevăzut cu arc care menţine contactul permanent al acestuia cu roata. Rotirea este permisă doar într-un singur sens (de exemplu pentru ridicarea sarcinii), caz în care clichetul culisează pe exteriorul danturii şi datorită arcului, urmăreşte proeminenţele danturii.

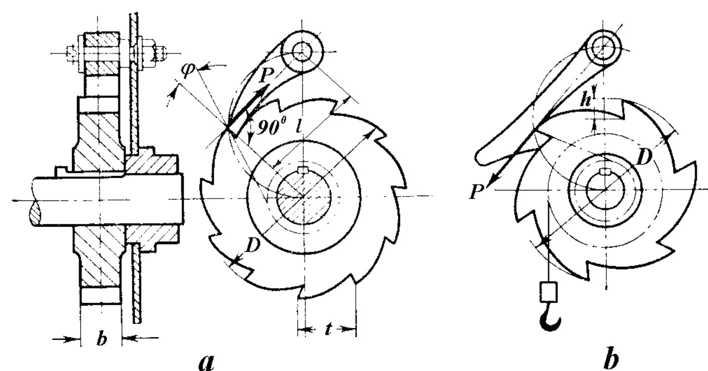
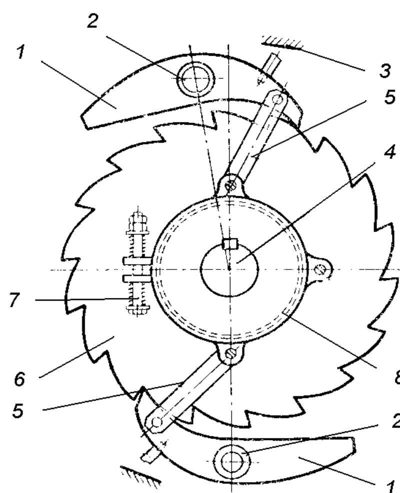


Fig. 2.43. Schema unui clichet simplu: a- cu cioc normal; b- cu cioc invers.

Pentru o solicitare mai redusă a clichetului, este necesar ca axa bolţului pe care este montat acesta să fie amplasată pe direcţia tangentei la cercul exterior al roţii, dusă la vârful dintelui cu care se găseşte în contact la un moment dat vârful clichetului (poziţia cu linie întreruptă). Pentru o lungime impusă clichetului, respectarea condiţiei se realizează amplasând bolţul clichetului într-un punct al cercului de rază:



$$R_c = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + l^2} \qquad (2.49.)$$

în care D este diametrul exterior al roţii dinţate;

l – lungimea dată a clichetului.

Pentru a mări siguranţa în exploatare se poate folosi un opritor cu clichet dublu (fig. 2.44.).

Deoarece clichetul reazemă pe dantura roţii, în timpul rotaţiei arborelui în sensul neblocat produce un zgomot specific. Pentru înlăturarea acestui zgomot, se construiesc opritoare cu clicheţi comandaţi, când aceştia sunt îndepărtaţi de dantură pe perioada rotirii în sensul neblocat, iar apoi apăsaţi pe dantură când arborele tinde să se rotească în sensul blocat.

Fig. 2.44. Clichet dublu: 1- clichet; 2- bolţ; 3- limitator; 4- arbore; 5- pârghie acţionare clichet; 6- roată dinţată; 7- şurub cu arc pentru prinderea inelului; 8- inel de fricţiune cu pivot.

Opritorul cu excentric este alcătuit dintr-o roată şi unul sau două excentrice, ce reazemă pe exteriorul sau interiorul obezii roţii.

În cazul opritorului cu excentric cu rezemare exterioară (fig. 2.45.), arborele mecanismului de ridicare se poate roti în sensul I. În cazul rotirii după sensul II, excentricul, datorită frecării cu roata, tinde să se rotească după sensul III, apăsând pe obada roţii. Forţa de frecare dintre excentric şi roată poate opri mişcarea roţii dacă este îndeplinită condiţia:

$$tg\beta \le \mu \qquad (2.50.)$$

în care β este unghiul ascuţit format între raza corespunzătoare punctului de contact A şi dreapta ce uneşte acest punct cu centrul de oscilaţie al excentricului;

μ – coeficientul de frecare dintre excentric şi roată.

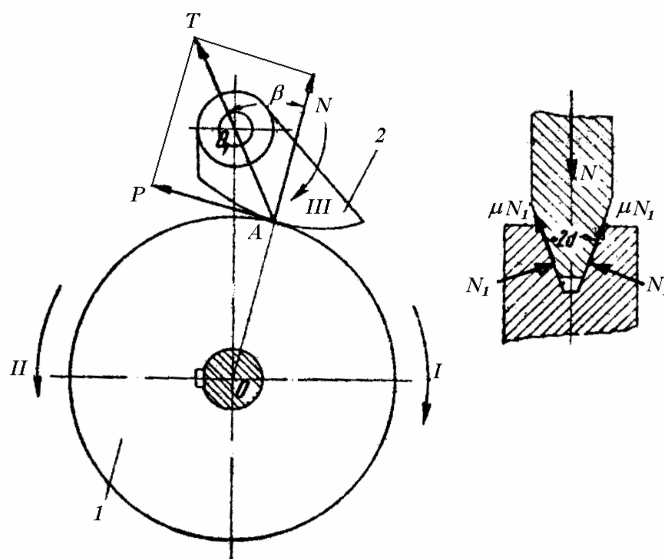
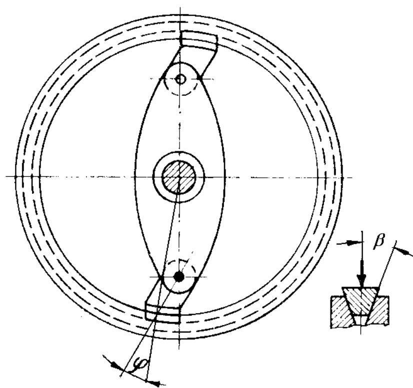


Fig. 2.45. Opritor cu excentric exterior: 1- roată; 2- excentric



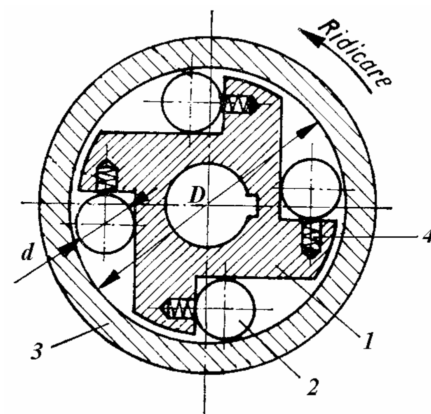


Fig. 2.46. Opritor cu excentric interior

Fig. 2.47. Opritor cu role

Opritorul cu excentric din figura 2.46. are în construcţia sa o roată prevăzută la interior cu un canal, în care intră două excentrice ce produc frânarea şi blocarea roţii în sensul de rotaţie dorit.

Opritorul cu role din figura 2.47, numit uneori şi cuplaj unisens este alcătuit din roata profilată 1, montată cu pană pe arbore, rolele 2, inelul exterior 3 şi arcurile 4. La rotirea în sensul de ridicare, rolele se poziţionează spre partea cu secţiunea mare, comprimând arcurile 4. Când arborele se roteşte invers, el antrenează şi roata profilată care, deplasează rolele spre secţiunea mică, blocându-le cu ajutorul inelului exterior. Mişcarea încetează iar sarcina, legată de arborele de comandă, este oprită să cadă.

Frânele cu saboţi au un singur organ mobil alcătuit dintr-o roată cu periferia netedă (roata de frână), montată pe unul din arborii mecanismului şi unul sau mai multe organe fixe numite saboţi. Din motive de protejare a arborilor la încovoiere, în practică se folosesc frâne cu doi saboţi, variantele constructive deosebindu-se prin felul organului ce execută strângerea frânei (contragreutate sau arc), tipul electromagnetului (cu cursă lungă sau cu cursă scurtă), felul prinderii saboţilor pe pârghiile portsabot (fix sau articulat), respectiv numărul, forma şi amplasamentul pârghiilor care transmit mişcarea saboţilor.

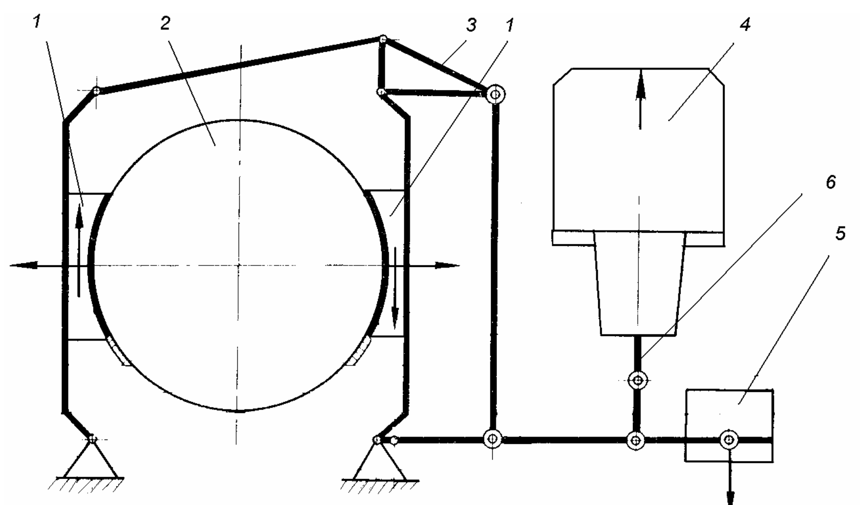


Fig. 2.48. Schema de principiu a unei frâne cu saboţi: 1- saboţi; 2- roată de frână; 3- pârghii; 4- electromagnet; 5- contragreutate; 6- armătură mobilă.

În figura 2.48. este prezentată schema de principiu a unei frâne cu saboţi cu electromagnet şi contragreutate. Menţinerea frânei strânse este realizată de o contragreutate care, prin intermediul unui sistem de pârghii, asigură o apăsare suficientă a saboţilor pe roata de frână.

Prin acţionarea electromagnetului, armătura mobilă a acestuia ridică contragreutatea, iar prin intermediul pârghiilor eliberează roata de frână.

În figura 2.49. este prezentată schema de calcul a unei frâne cu saboţi cu contragreutate şi electromagnet cu cursă lungă.

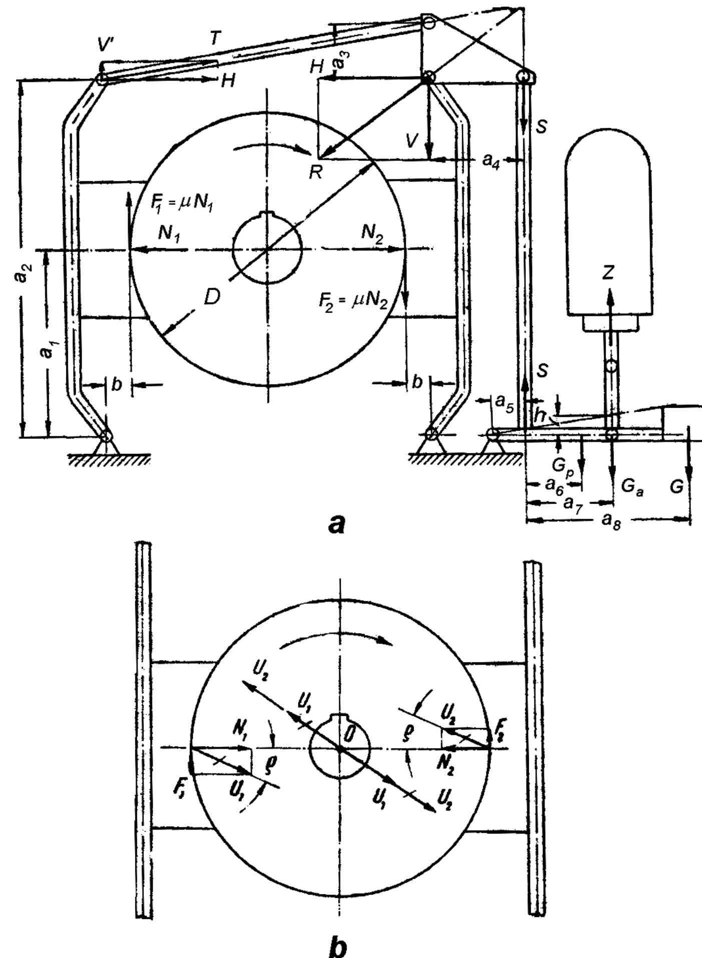


Fig. 2.49. Schema de calcul a frânei cu doi saboţi cu contragreutate şi electromagnet cu cursă lungă

Când electromagnetul este deconectat, datorită greutăţii G, greutăţii G_p a pârghiei acesteia şi greutăţii armăturii libere a electromagnetului G_a, asupra unui colţ al piesei triunghiulare se transmite o forţă S. Ca rezultat, pe capătul superior al pârghiei portsabot din dreapta acţionează o forţă R, care se descompune într-o componentă verticală V şi una orizontală H, în timp ce la capătul superior al pârghiei portsabot din stânga se transmite, prin bara de legătură, o forţă T, care se descompune într-o componentă verticală V' şi una orizontală egală cu H. În urma apăsării saboţilor pe roata de frână, asupra fiecărui sabot va acţiona o forţă de apăsare normală N_1, respectiv N_2. Corespunzător acestora, vom avea forţele de frecare $F_1 = \mu N_1$, respectiv $F_2 = \mu N_2$, μ fiind coeficientul de frecare dintre saboţi şi roata de frână.

Din condiţia de echilibru a pârghiei portsabot dreapta rezultă:

$$N_2 a_1 - \mu N_2 b - H a_2 = 0 \qquad (2.51.)$$

de unde rezultă:

$$N_1 = H \frac{a_2}{a_1 - \mu b} \qquad (2.52.)$$

Pe de altă parte, momentele de frânare produse de sabotul stâng (indice 1) şi de cel drept (indice 2) sunt:

$$\left(M_f\right)_1 = F_1 \frac{D}{2} = \mu N_1 \frac{D}{2}$$
$$\left(M_f\right)_2 = F_2 \frac{D}{2} = \mu N_2 \frac{D}{2} \qquad (2.53.)$$

Momentul de frânare total este format din suma celor două momente de frânare ale saboţilor.

Valoarea necesară a contragreutăţii se exprimă în funcţie de momentul de frânare pe care trebuie să-l producă. Adunând relaţiile de mai sus se obţine:

$$N_1 + N_2 = H \frac{2a_1 a_2}{a_1^2 - \mu^2 b^2} \qquad (2.54.)$$

Se înmulţeşte relaţia cu $\mu D/2$ şi se obţine:

$$\mu N_1 \frac{D}{2} + \mu N_2 \frac{D}{2} = M_F = H \frac{2a_1 a_2}{a_1^2 - \mu^2 b^2} \mu \frac{D}{2} \qquad (2.55.)$$

De aici rezultă valoarea necesară a forţei H:

$$H = \frac{M_F}{\mu D} \frac{a_1^2 - \mu^2 b^2}{a_1 a_2} \qquad (2.56.)$$

Valoarea corespunzătoare a forţei S obţinută din condiţia de echilibru a piesei triunghiulare este:

$$S = H \frac{a_3}{a_4} \qquad (2.57.)$$

Din condiţia de echilibru a pârghiei portsabot rezultă:

$$G a_6 + G_a a_7 + G_p a_8 - S a_5 = 0 \qquad (2.58.)$$

de unde, dacă se ţine seama de valoarea forţei S, rezultă mărimea necesară a contragreutăţii:

$$G = \frac{M_F}{\mu D} \frac{a_1^2 - \mu^2 b^2}{a_1 a_2} \frac{a_3}{a_4} \frac{a_5}{a_6} - G_a \frac{a_7}{a_6} - G_p \frac{a_8}{a_6} \qquad (2.59.)$$

Parametrii principali ai electromagneţilor cu cursă lungă sunt forţa de tracţiune şi cursa. Forţa de tracţiune Z a electromagnetului trebuie să fie destul de mare pentru a putea ridica armătura mobilă şi pârghia cu contragreutatea. Din condiţia de echilibru a pârghiei contragreutăţii (pentru $S = 0$) rezultă:

$$Z = G \frac{a_6}{a_7} + G_p \frac{a_8}{a_7} + G_a \qquad (2.60.)$$

Cursa electromagnetului trebuie să ţină seama de toate jocurile din articulaţii şi se determină cu relaţia:

$$h = 2{,}2 \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i} \qquad (2.61.)$$

unde ε este depărtarea radială medie a sabotului de roata de frână, când aceasta este slăbită;

i – raportul de transmitere al pârghiilor frânei ($i = 1/8$ …… $1/10$).

Dimensionarea pârghiilor ce intră în componenţa frânei se face pentru solicitarea lor cea mai defavorabilă.

Frânele cu bandă sunt alcătuite dintr-o roată cu periferia netedă (roata de frână), montată pe un arbore al mecanismului, o bandă de oţel căptuşită care înfăşoară roata de frână şi o pârghie ce poate oscila în jurul unui punct fix şi pe care se fixează capetele benzii. Prin rotaţia pârghiei se obţine fie apăsarea benzii pe roata de frână (strângerea frânei), fie îndepărtarea benzii de roata de frână (slăbirea frânei).

Rotirea pârghiei se face manual sau cu ajutorul unei contragreutăţi (pentru strângere), respectiv a unui electromagnet cu cursă lungă sau scurtă (pentru slăbire).

În funcţie de amplasamentul capetelor benzii pe pârghia de comandă, frânele cu bandă se grupează astfel:

● frâne simple (fig. 2.50.a), la care un capăt al benzii se leagă la un punct fix (de regulă chiar la punctul de articulaţie al pârghiei de comandă), iar celălalt capăt se solidarizează cu pârghia de comandă;

● frâne diferenţiale (fig. 2.50.b), la care ambele capete sunt articulate la pârghia de comandă, iar la oscilaţia într-un sens sau altul a pârghiei, un capăt se apropie iar celălalt se îndepărtează de roata de frână (pentru ca strângerea sau slăbirea să fie posibilă trebuie ca $a_2 > a_1$);

● frâne cu însumare (fig. 2.50.c), la care ambele capete sunt prinse articulat la pârghia de comandă, dar în aşa fel încât la rotirea pârghiei ambele capete se apropie sau se îndepărtează de roata de frână.

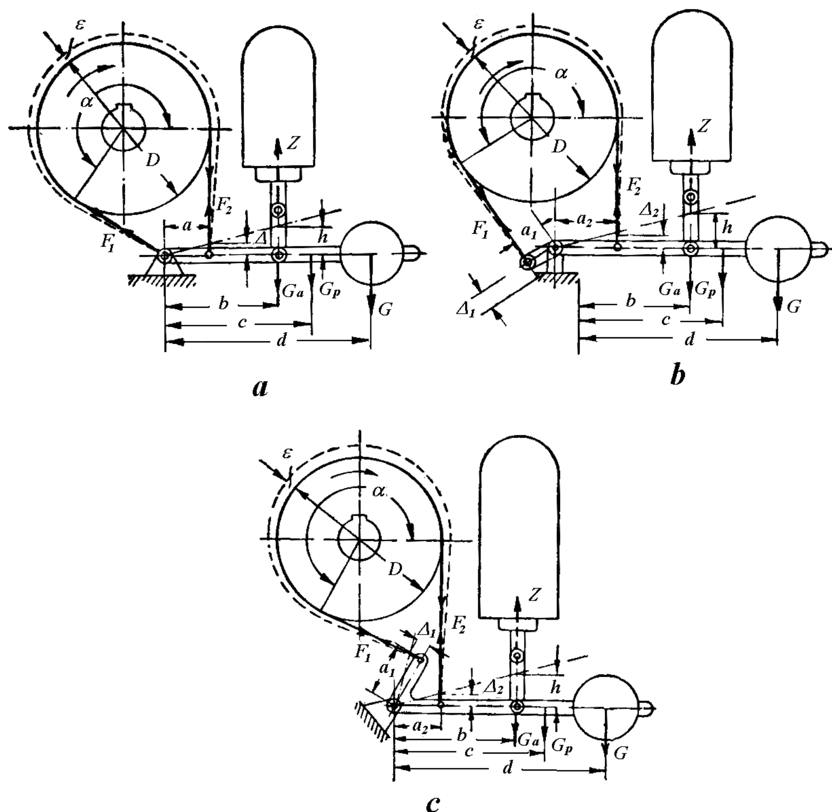


Fig. 2.50. Frâne cu bandă: a- simplă; b- diferenţială; c- cu însumare

Unghiul de înfăşurare al benzii pe roata de frânare variază între $180^0 - 270^0$, iar pentru mărirea lui banda se poate înfăşura cu câteva spire pe roata de frână ajungând la valori de 630^0.

Deoarece la apăsarea benzii pe roata de frână în cele două ramuri apar forţe diferite, momentul de frânare creat este dat de relaţia:

$$M_F = (F_1 - F_2)\frac{D}{2} \qquad (2.62.)$$

unde F_1 este forţa din ramura benzii care tinde să se înfăşoare;

F_2 – forţa din ramura benzii care tinde să se desfăşoare;

D – diametrul roţii de frână.

Între cele două forţe există o legătură cunoscută sub numele de relaţia lui Euler($F_1 = F_2 e^{\mu\alpha}$) astfel că forţele din ramurile benzii exprimate în funcţie de momentul de frânare au forma:

$$F_1 = \frac{2M_F}{D}\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}$$
$$F_2 = \frac{2M_F}{D}\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} \qquad (2.63.)$$

Banda frânei se execută dintr-o bandă de oţel iar suprafaţa de lucru se căptuşeşte cu ferodou. Lăţimea de lucru se recomandă a fi mai mică de
100 mm, deoarece se obţine o mai bună aşezare a acesteia pe roata de frână.

Grosimea benzii de oţel rezultă din verificarea ei la tracţiune.

Mărimea contragreutăţii depinde de tipul de frână, astfel:

►pentru frâna simplă; din condiţia de echilibru a pârghiei de comandă , neglijând frecările din articulaţii, rezultă:

$$G = F_2\frac{a}{d} - \frac{G_a b + G_p c}{d} = \frac{2M_F}{d}\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} \qquad (2.64.)$$

►pentru frâna diferenţială; din condiţia de echilibru a pârghiei de comandă, neglijând frecările din articulaţii, rezultă:

$$G = \frac{F_2 a_2 - F_1 a_1}{d} - \frac{G_a b + G_p c}{d} \qquad (2.65.)$$

►pentru frâna cu însumare; din condiţia de echilibru a pârghiei de comandă, neglijând frecările din articulaţii, rezultă:

$$G = \frac{F_2 a_2 + F_1 a_1}{d} + \frac{G_a b + G_p c}{d} \qquad (2.66.)$$

Principalii parametri ai electromagneţilor sunt forţa de tracţiune şi cursa. Pentru toate tipurile de frâne, din condiţia de echilibru a pârghiei de comandă (pentru $F_1 = F_2 = 0$) rezultă pentru forţa necesară a fi dezvoltată de electromagnet relaţia:

$$Z = G\frac{d}{b} + G_p\frac{c}{b} + G_a \qquad (2.67.)$$

Cursa electromagneţilor trebuie să asigure îndepărtarea uniformă a benzii de roata de frânare pe o distanţă radială $\varepsilon = 0,8 - 1,5$ mm, în funcţie de diametrul roţii.

Frânele cu bandă mai sunt verificate la presiune şi la încălzire, astfel încât să se evite supraîncălzirea lor în timpul lucrului, fapt ce afectează negativ funcţionarea frânelor.

Frânele conice şi frânele cu discuri folosite în construcţia maşinilor de ridicat realizează, spre deosebire de frânele cu bandă, strângerea sau slăbirea frânei printr-o deplasare axială a organelor de lucru ale frânei.

După forma constructivă se întâlnesc trei variante: frâne cu un disc plan, frâne cu mai multe discuri lamelare şi frâne cu con (fig. 2.51.). Forţa de apăsare a discurilor, respectiv a conului în mişcare de rotaţie pe discul sau conul fix, se realizează prin intermediul unor arcuri a căror forţă de apăsare este reglabilă. Decuplarea sau slăbirea frânelor se face pe seama unor electromagneţi.

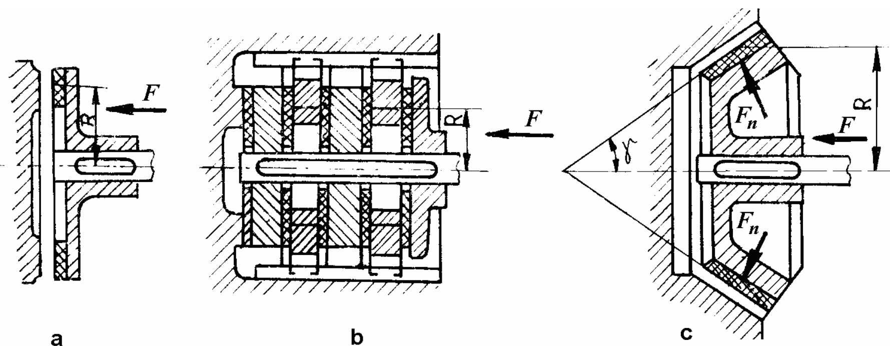


Fig. 2.51. Frâne cu discuri şi frâne conice: a- cu un singur disc; b- cu maimulte discuri; c- conică.

Frânele conice sunt folosite atât ca dispozitive independente, cu acţionare electromagnetică sau mecanică, cât şi împreună cu roţi cu clichet, caz în care alcătuiesc partea principală a frânelor comandate de sarcină.

Ca şi în cazul de mai sus, frânele cu discuri (de cele mai multe ori multidisc), combinate cu o roată cu clichet sau un alt tip de opritor, lucrează ca frâne de coborâre.

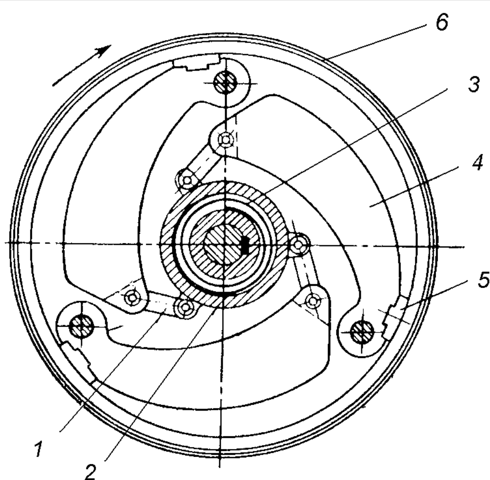


Fig. 2.52. Frână centrifugă cu saboţi

Frânele centrifugale sunt utilizate la mecanismele de ridicat ce nu au posibilitatea de autofrânare. Ele au rolul de a asigura o viteză constantă de coborâre a sarcinii, atunci când frâna de oprire este slăbită.

Cea mai cunoscută frână centrifugală este cea din figura 2.52. Pe discul solidarizat prin pană cu arborele mecanismului de ridicare sunt montate articulat greutăţile 4, fixate prin tiranţii 1 la bucşa de reglaj 2. Aceasta, la rândul ei este legată prin arcul spiral 3 cu arborele mecanismului de ridicat. Pe greutăţile sub formă de seceră au prevăzuţi saboţii 5 şi care vor asigura frecarea lor cu interiorul carcasei 6.

Funcţionarea frânei decurge astfel: când turaţia arborelui mecanismului de ridicare creşte peste o anumită valoare, datorită forţei centrifuge greutăţile înving forţa arcului spiral şi prin deplasarea radială determină frecarea saboţilor de carcasa interioară, producând frânarea. Scăderea turaţiei reduce forţa centrifugă şi arcul readuce greutăţile în poziţia în care saboţii se depărtează de carcasa interioară, reluând coborârea sarcinii. Fenomenul se repetă alternativ fapt ce va duce la coborârea sarcinii cu o viteză aproximativ uniformă.

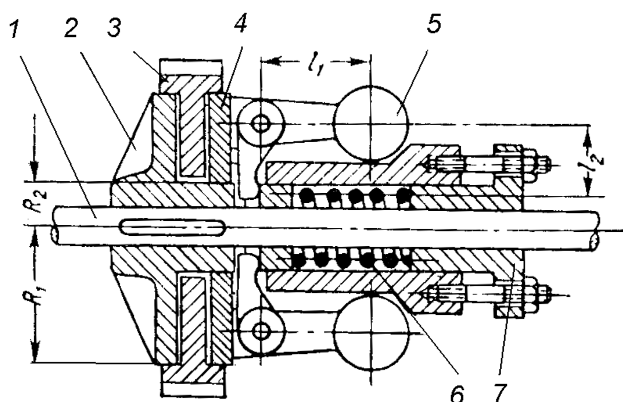


Fig. 2.53. Frână centrifugă cu discuri

Un alt tip constructiv de frână centrifugală este prezentat în figura 2.53. Pe arborele 1este fixat cu pană discul 2, iar pe butucul acestuia, prin intermediul unor nuturi, discul 4. Arcul 6, rezemat pe bucşa 7 asigură, pentru o anumită turaţie a arborelui 1 poziţionarea greutăţilor 5 ca în figură, fapt ce permite ca roata 3 (care poate fi o roată de clichet ce împiedică mişcarea în sensul coborârii sarcinii) să se rotească liber . Atunci când turaţia arborelui 1 creşte, greutăţile se depărtează faţă de axa de rotaţie, ca efect al forţei centrifuge, comprimând arcul şi prin intermediul pârghiilor pe care sunt montate, strânge roata de clichet între cele două discuri, blocând astfel coborârea sarcinii. Scăderea turaţiei arborelui duce la scăderea forţei centrifuge ce acţionează prin intermediul greutăţilor, se slăbeşte strângerea iar sarcina continuă coborârea.

Pentru o anumită viteză de coborâre prestabilită, trebuie să se realizeze un echilibru între momentul dat de sarcină, ce tinde să crească turaţia arborelui şi momentul de frecare dintre discuri, ce tinde să oprească rotirea acestuia.

Principalul dezavantaj al acestor frâne este acela că ele nu pot realiza şi oprirea sarcinii, ceea ce impune introducerea în mecanismul maşinii de ridicat şi a unei frâne de oprire.

Frânele comandate de greutatea sarcinii sunt destinate să lucreze ca frâne de oprire, realizând reţinerea sarcinii ridicate după încetarea acţionării. În principiu, frânele comandate de greutatea sarcinii sunt alcătuite dintr-un opritor cu clichet, un angrenaj de tip şurub melc – roată melcată şi o frână conică sau cu discuri. Greutatea sarcinii este cea care determină o forţă axială în angrenaj, forţa necesară strângerii frânei.

În funcţie de modul de funcţionare, frânele comandate de greutatea sarcinii se grupează astfel:

● frâne cu acţiune continuă, la care frâna este strânsă în permanenţă;

● frâne cu acţiune intermitentă, la care în timpul coborârii sarcinii se produce o uşoară slăbire a frânei.

Construcţia unei frâne cu acţiune continuă, folosită de obicei la palanele cu melc, este prezentată în figura 2.54.

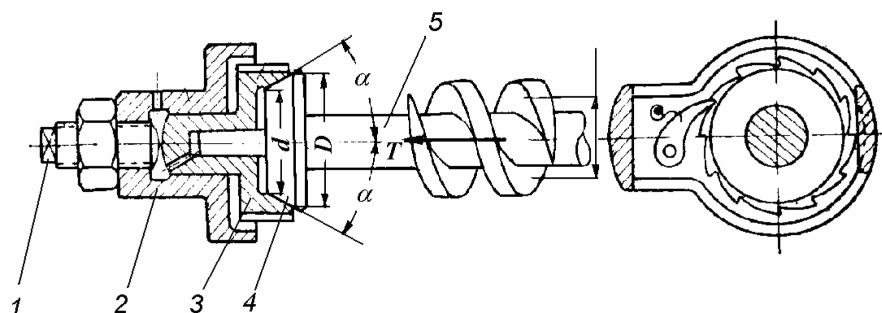


Fig. 2.54. Frână continuă comandată de sarcină

Pe capătul arborelui 5 al şurubului melc este fixat conul interior 4 al unei frâne conice. Conul exterior 3, prevăzut pe suprafaţa sa exterioară cu o dantură de roată pentru clichet, este sprijinit în crapodina 2 prevăzută cu şurubul de reglaj 1. Un clichet se reazemă pe dantura conului exterior, având bolţul său fixat pe carcasa frânei.

Cât timp sarcina de ridicat este agăţată la cârligul palanului, în arborele şurubului melc acţionează o forţă axială T sub acţiunea căreia frâna conică este strânsă. Pe durata ridicării sarcinii, conul exterior al frânei este antrenat, prin frecare, în mişcare de rotaţie, clichetul permiţând acest lucru. Când acţiunea încetează, momentul de torsiune care tinde să rotească melcul în sensul coborârii este blocat de clichet.

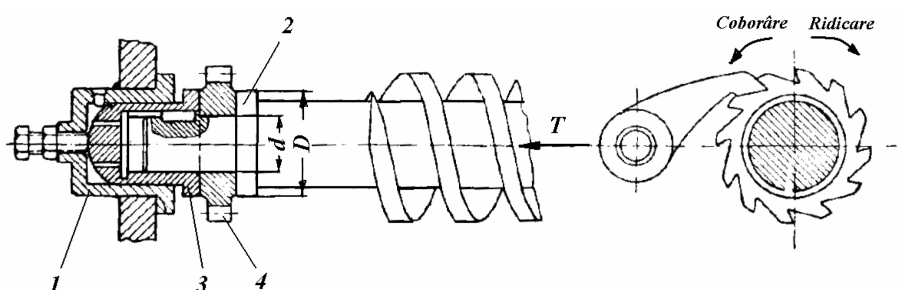


Fig. 2.55. Frână continuă comandată de sarcină

În figura 2.55 este prezentată construcţia unei frâne cu acţiune continuă la care momentul de frânare este produs prin frecarea dintre discul roţii de clichet 4, pe de o parte şi gulerul 2 al arborelui melcului şi gulerul bucşei, pe de altă parte. Bucşa 3, montată pe pană pe capătul arborelui melcului, reazemă în crapodina 1 fixată la scheletul palanului.

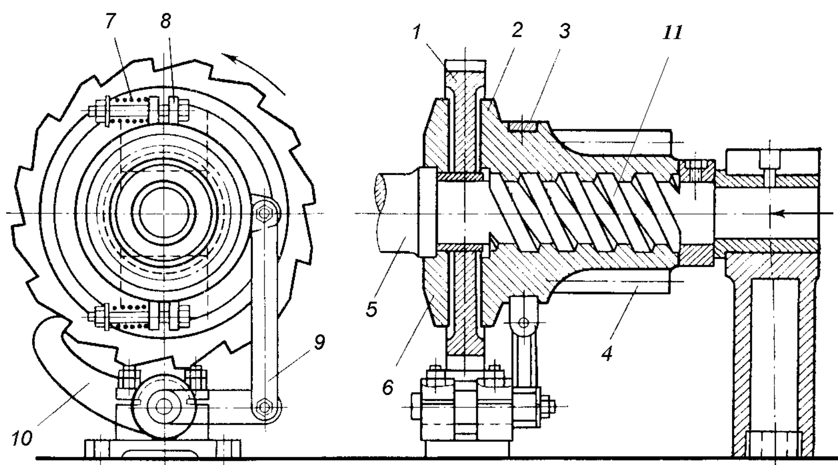


Fig. 2.56. Frână cu acţiune intermitentă

Frâna cu acţiune intermitentă din figura 2.56. este folosită în construcţia palanelor, vinciurilor şi a unor macarale.

Pe arborele de acţionare 5 este montat pe pană discul 6, iar pe partea filetului este aşezat discul 2 care, împreună cu roata dinţată 4 formează un ansamblu rigid, şi care transmite mişcarea la arborele tobei. Între cele două discuri se află montată liber roata de clichet 1. Filetul 11 face ca în momentul rotirii arborelui în sensul ridicării sarcinii, discul 2 să se deplaseze către stânga, apropiindu-se şi în final strângând prin frecare, împreună cu discul 6, roata de clichet. Discurile şi roata de clichet se vor roti ca un ansamblu atâta timp cât clichetul nu va bloca mişcarea. Construcţia din figură are un clichet comandat care, în timpul ridicării sarcinii, datorită frecării clemele 3, apăsate pe discul 2 de arcurile 7, acţionează asupra pârghiei 9 şi ridică clichetul de pe dantura roţii. La momentul opririi mişcării de ridicare, datorită aceleiaşi frecări, întreg ansamblul se roteşte invers şi clichetul se aşează pe dantura roţii, blocând mişcarea.

Pentru coborârea sarcinii arborele 5 se va roti în sens invers, fapt ce va duce la deplasarea discului 2 spre dreapta, slăbind strângerea roţii de clichet. Sarcina va începe coborârea cu o viteză crescătoare, mărind turaţia arborelui de acţionare. Aceasta va face ca, datorită filetului, discul 2 să se deplaseze către stânga, până la strângerea roţii de clichet şi la frânarea arborelui.

Aceste deplasări succesive ale discului 2, în funcţie de turaţia arborelui de comandă vor determina o alunecare continuă a roţii de clichet între cele două discuri, rezultând o viteză dorită de coborâre a sarcinii.

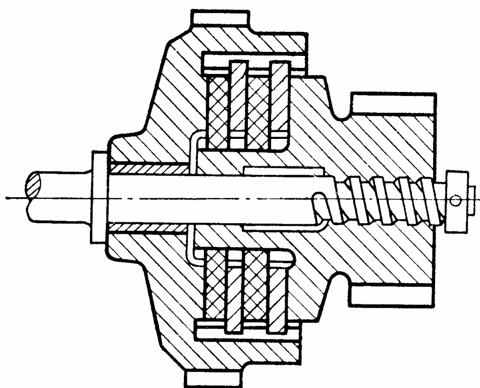


Fig. 2.57. Construcţia frânei cu acţiune intermitentă multidisc

În unele situaţii momentul de frânare este foarte mare şi atunci prezenţa unui singur disc de strângere nu este suficientă. Pentru a înlătura acest neajuns se foloseşte varianta constructivă cu mai multe discuri, prezentată în figura 2.57.

Manivelele de siguranţă sunt mecanisme de ce funcţionează asemănător frânelor de coborâre comandate de sarcină cu acţiune intermitentă. Ele se folosesc cu mai ales la vinciurile acţionate manual, cricurile cu cremalieră şi trolii cu transmisii cu roţi dinţate cilindrice.

În figura 2.58. este prezentată construcţia unei manivele de siguranţă la care datorită greutăţii sarcinii, forţa ce acţionează asupra roţii dinţate de acţionare, fixată pe arborele 1 al manivelei, determină o forţă axială în filetul elicoidal care, prin înşurubarea bucşei filetate 2 va strânge frâna cu discuri.

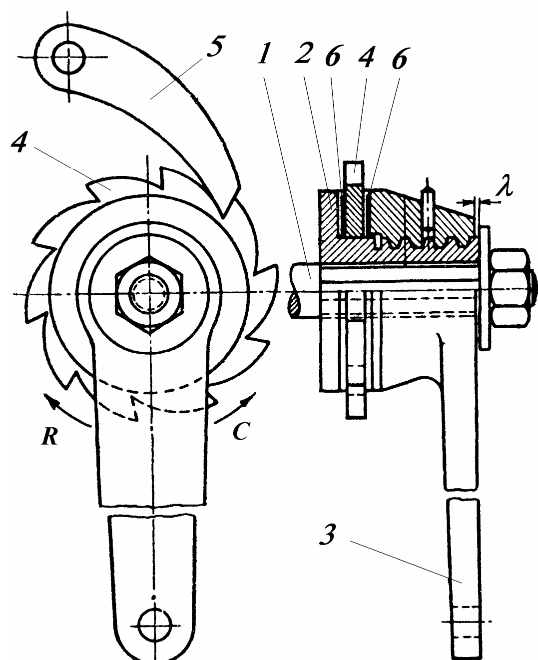


Fig. 2.58 Manivela de siguranţă

Pentru ridicarea sarcinii, manivela 3 se roteşte în sensul R, se înşurubează în bucşa filetată şi va strânge roata de clichet 4 cu ferodourile 6. Se obţine un ansamblu rigid care va duce la ridicarea sarcinii, până când acţiunea manivelei încetează. În acel moment, sub acţiunea sarcinii, roata de clichet va avea tendinţa de rotire uşoară spre stânga şi se va bloca atunci când clichetul 5 se va sprijini pe dintele cel mai apropiat.

Coborârea sarcinii se face rotind manivela în sens invers (după săgeata C), fapt care va determina deşurubarea ei din bucşa filetată şi slăbirea frânei. Sarcina va coborî iar viteza unghiulară a arborelui va creşte, ceea ce va determina înşurubarea manivelei şi strângerea frânei, oprind coborârea sarcinii. O nouă acţionare a manivelei în sensul de coborâre va produce acelaşi fenomen, astfel că sarcina va putea fi coborâtă odată cu rotirea manivelei, viteza de coborâre depinzând de viteza de rotaţie a manivelei.

Pentru o coborâre mai rapidă a sarcinii se poate utiliza manivela de siguranţă din figura 2.59. Pe arborele de acţionare 1 este montat liber discul conic 2, pe care este danturată roata de acţionare 3, iar pe partea filetată 6 discul conic 5 la exteriorul căruia se găseşte dantura roţii de clichet 4. Tot pe arborele de comandă se montează printr-o pană şi pârghia cu două braţe 7, care se sprijină pe arcurile 10 fixate pe discul 5. Deplasarea axială a discului 2 este limitată de gulerul 9 şi inelul de sprijin 8.

Pentru ridicarea sarcinii se roteşte manivela în sensul *R*, discul 5 se înşurubează deplasându-se către stânga, va freca cu discul 2 şi-l va presa pe gulerul 9 până la solidarizarea întregului ansamblu, clichetul permiţând mişcarea. Când mişcarea de ridicare încetează, sarcina fiind suspendată, arcurile 10 prin intermediul pârghiei 7 rotesc discul 5, deplasarea lui spre stânga având ca efect strângerea frânei conice şi blocarea coborârii sarcinii.

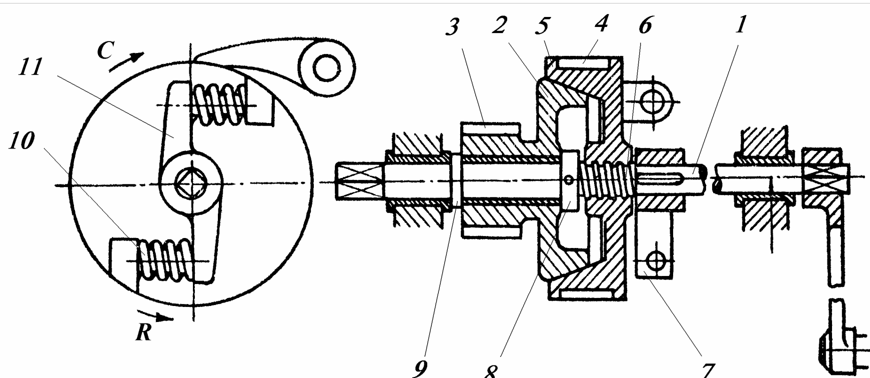


Fig. 2.59. Manivela de siguranţă pentru coborâre rapidă

Pentru coborârea sarcinii se roteşte manivela după sensul *C*, partea filetată va deplasa discul conic 5 spre dreapta acţionând asupra pârghiei şi comprimând arcurile 10. Totodată,

cuplarea cu discul 2 încetează şi împreună cu roata dinţată 3 acesta se va roti liber, sub acţiunea sarcinii care coboară. Creşterea vitezei de coborâre va determina înşurubarea discului conic pe filetul 6 şi, prin deplasarea către stânga, va freca cu discul 2 producând frânarea.

2.5. Organe pentru deplasare

Organele pentru deplasare sunt destinate să permită unei maşini de ridicat mişcarea sa pe o cale, cu sau fără şine, în vederea creşterii razei de acţiune. La mişcarea pe o cale cu şine, organele pentru deplasare sunt alcătuite din roţi de rulare cu obadă rigidă, iar la mişcarea pe o cale fără şine, ca organe de rulare sunt folosite roţile pneumatice şi şenilele.

Roţile de rulare sunt roţi metalice cu obadă rigidă, având forme constructive diferite, în funcţie de calea de tipul căii de rulare. Ele se pot executa prin turnare (fig. 2.60.a), prin forjare sau matriţare (fig. 2.60.b) ori cu bandaj fretat (fig.2.60.c). Ca materiale, oţelurile de cementare sunt recomandate, fonta fiind aleasă doar în cazul roţilor acţionate manual. Tratamentul termic aplicat are ca scop creşterea rezistenţei stratului superficial, ce vine în contact cu calea de rulare, la valori ale durităţii de 260-300 HB.

Pentru a evita riscul deraierii prin urcarea roţilor pe calea de rulare, obada este prevăzută cu borduri laterale

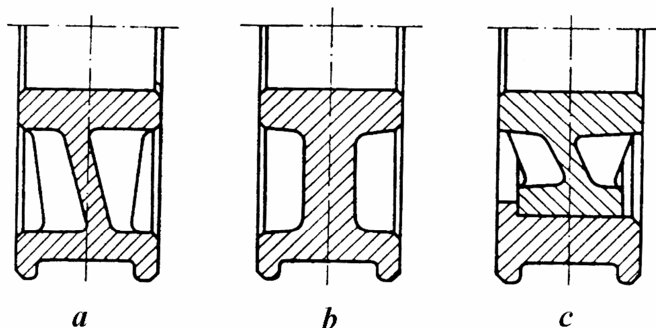


Fig. 2.60. Roţi de rulare

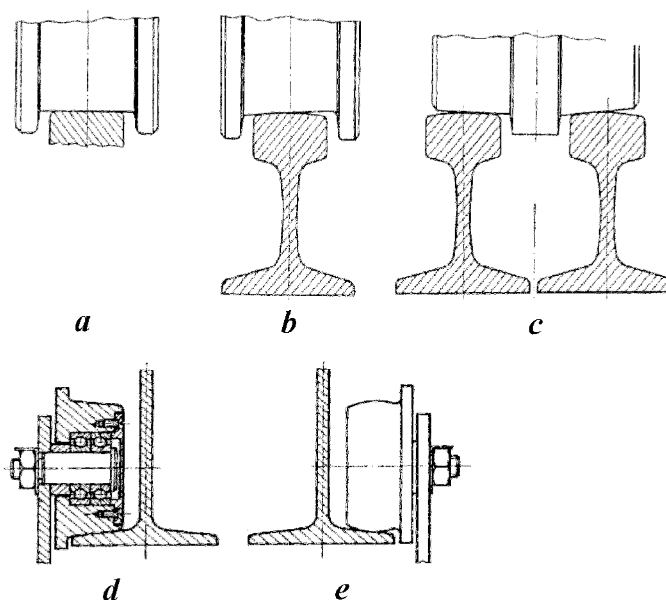


Fig. 2.61. Profilul obadei roţilor

Profilul suprafeţei obadei roţilor diferă în funcţie de condiţiile de exploatare şi poate fi cilindric şi borduri laterale (fig. 2.61.a), conic şi borduri laterale (fig. 2.61.b), dublu conic şi bordură centrală (fig. 2.61.c), conic cu o bordură laterală (fig. 2.61 d), bombat cu o bordură laterală (fig. 2.61.e), etc.

Roţile de rulare, în funcţie de modul de acţionare pot fi conduse sau conducătoare (fig. 2.62.). Montajul lor se poate realiza fie prin intermediul unor bucşe (fig. 2.62.a şi b), caz în care roţile se rotesc pe un ax fix, fie cu ajutorul penelor (fig. 2.62.c), caz în care roţile se montează pe un ax rotativ.

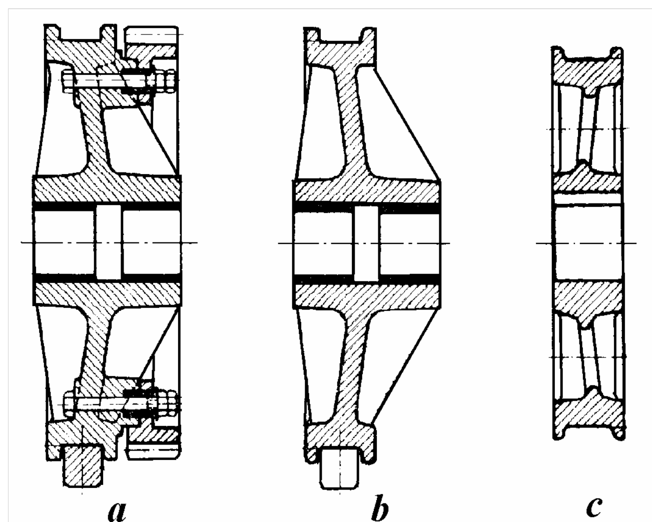


Fig. 2.62. Roţi de rulare: a- conducătoare; b,c- conduse

Atunci când se folosesc căi de rulare suspendate, de cele mai multe ori construcţia roţilor este cea prezentată în figura 2.63.

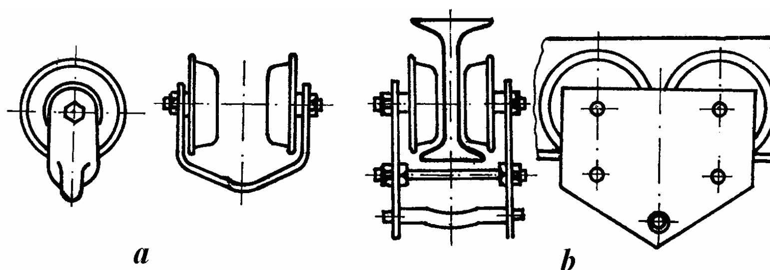


Fig. 2.63. Roţi de rulare pentru căi suspendate: a- simple; b- tandem

În funcţie de profilul obadei, contactul dintre roată şi calea de rulare poate fi liniar sau punctiform.

Pentru contactul liniar, efortul unitar de contact se determină cu relaţia:

$$\sigma = 41{,}8\sqrt{\frac{W \cdot E_e}{a \cdot R_1}} \qquad (2.68.)$$

unde W este sarcina pe roată, în N;

E_e – modulul de elasticitate convenţional, $E_e = \dfrac{2E_1E_2}{E_1 + E_3}$ (E_1 şi E_2 fiind modulul de elasticitate al materialului roţii, respectiv al căii de rulare);

R_1 – raza de rulare a roţii, în mm;

a - lungimea liniei de contact, în mm.

În cazul contactului punctiform se are în vedere şi raza de curbură a căii de rulare sau a obadei R_2, având două situaţii:

$$\text{dacă } R_1 > R_2 : \quad \sigma = k \cdot \sqrt[3]{\frac{W \cdot E_e^2}{R_1^2}} \tag{2.69.}$$

$$\text{dacă } R_1 < R_2 : \quad \sigma = k \cdot \sqrt[3]{\frac{W \cdot E_e^2}{R_2^2}} \tag{2.70.}$$

În relaţiile de mai sus k este un coeficient ce ţine cont de raportul dintre cele două raze şi are valori cuprinse între 0,338 – 1,28.

Mărimea sarcinii pe roată se poate stabili cu relaţia:

$$W = K_1 K_2 W_{max} \tag{2.71.}$$

în care K_1 este un coeficient ce ţine cont de felul acţionării şi regimul de exploatare al maşinii de ridicat (1 pentru maşini de ridicat acţionate manual sau acţionate mecanic în regim de exploatare uşor, 1,2 pentru regim de exploatare mijlociu, 1,4 pentru regim de exploatare greu şi 1,6 pentru regim de exploatare foarte greu);

W_{max} – sarcina maximă pe roată

K_2 – coeficient ce ţine cont de raportul dintre greutatea sarcinii de ridicat Q şi greutatea proprie a maşinii de ridicat Q_m, care se calculează cu relaţia:

$$K_2 = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\left(1 + \frac{1}{1 + \frac{Q}{Q_m}}\right)} \tag{2.72.}$$

Calea de rulare o constituie şinele pentru căi normale cu forma secţiunii pătrată, dreptunghiulară, şină de macara şi şină de cale ferată, la care se adaugă tipuri de profile laminate normale şi speciale folosite mai ales la căile de rulare suspendate (fig. 2.64.a,c şi d), sau tip cheson (fig. 2.64.e şi f)

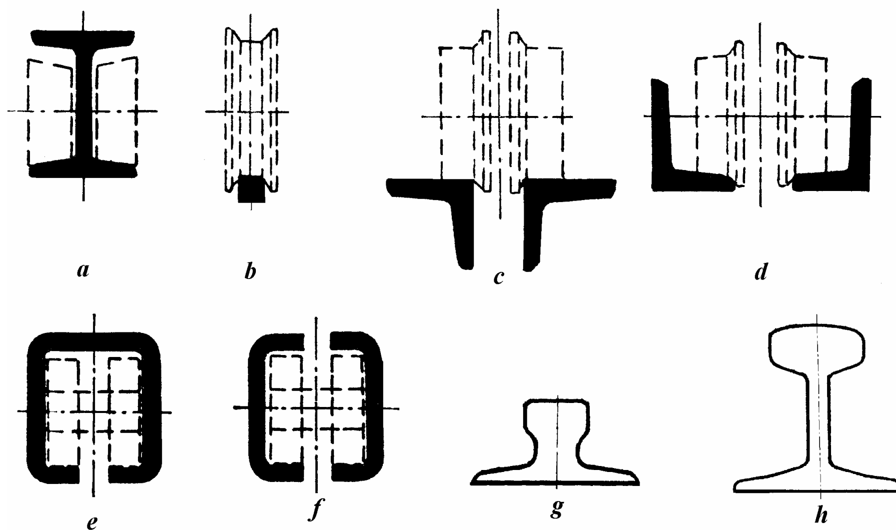


Fig. 2.64. Profilul căii de rulare

Şinele pătrate (fig. 2.64.b) şi dreptunghiulare sunt confecţionate din oţel laminat şi sunt folosite la maşinile de ridicat cu regim uşor şi mediu de exploatare. În condiţii grele de exploatare se produce o turtire a suprafeţei de rulare, care în contact cu buzele roţii de rulare determină creşterea uzurii şi a rezistenţei la deplasare. Acest dezavantaj se elimină prin rotunjirea sau teşirea muchiilor suprafeţei de rulare.

Şinele de macara cu suprafaţă de rulare plană (fig. 2.64.g) sau bombată (fig. 2.64.h) sunt folosite la maşinile de ridicat cu regim de exploatare greu şi foarte greu. Au lăţimea mare a tălpii, fapt ce uşurează mult montajul. Şinele de cale ferată se pot folosi cu deosebire la maşinile de ridicat care au calea de rulare pe sol.

Şinele pentru căi suspendate sunt executate din profile laminate normale şi speciale şi ele trebuie să îndeplinească o serie de cerinţe precum:

- rigiditate generală şi locală mare;
- greutate proprie mică;
- viteză de uzură redusă;
- rezistenţă mică la deplasarea cărucioarelor;
- construcţii simple, cu gabarit şi greutăţi proprii reduse ale cărucioarelor şi dispozitivelor auxiliare.

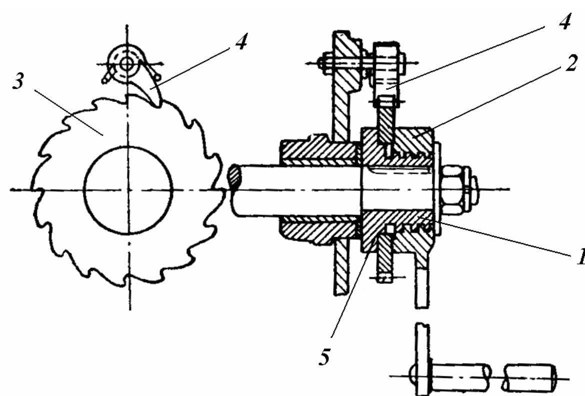
Principalele tipuri de profile laminate normale şi speciale folosite la alcătuirea căilor suspendate sunt profilele I, L şi T.

2.6. Mecanismele maşinilor şi echipamentelor de ridicat

O maşină de ridicat poate avea mişcări de translaţie în plan vertical, mişcări de translaţie în plan orizontal şi mişcări de rotaţie. Numărul mecanismelor de acţionare şi felul lor depinde de complexitatea mişcărilor cerute maşinii. Indiferent de tipul mecanismului, pentru punerea lui în mişcare se pot utiliza, după importanţa şi cerinţele exploatării, mijloace de acţionare manuale şi mecanice.

Acţionarea manuală. Din cauza forţei limitate a omului, acţionarea manuală se întrebuinţează numai la aparatele de ridicat cu capacităţi de ridicare relativ mici şi pentru deplasarea pe distanţe scurte a sarcinilor. Se întrebuinţează mai ales la acţionarea troliilor de montaj transportabile, a cricurilor şi palanelor, a macaralelor simple şi a podurilor rulante cu frecvenţă de utilizare redusă şi perioade scurte de activitate sau ca rezervă în eventualitatea defectării acţionării mecanice.

După tipul şi specificul aparatelor de ridicat, dispozitivele de acţionare manuală a mecanismelor pot fi: manivele simple, manivele cu siguranţă, pârghii cu clichet şi roţi de manevră cu lanţ de mână calibrat.



Manivelele simple sunt executate dintr-un braţ din oţel forjat, care se fixează pe capul pătrat al arborelui sau osiei de antrenare şi mânerul din oţel rotund îmbrăcat cu lemn, pentru a proteja mâinile. Se întrebuinţează la acţionarea cricurilor cu cremalieră, a vinciurilor pentru locomotive şi vagoane, a troliilor de perete şi a celor de montaj, a macaralelor rotitoare de mică capacitate.

Fig. 2.65. Manivelă de siguranţă

Manivele de siguranţă (figurile 2.65. şi 2.66.) evită accidentele la coborârea sarcinilor, pinionul motor putând fi decuplat prin deplasarea axială a arborelui cu manivele, sarcina fiind coborâtă cu frâna de mână, care există la majoritatea troliilor.

La manivela din figura 2.65. pe capătul arborelui de comandă, este fixat cu pană manşonul filetat *1*, pe care se înşurubează butucul *2* al manivelei. Între discul manşonului şi butuc se roteşte roata de clichet *3*. Rotind manivela în sensul ridicării, butucul se deplasează prin înşurubare spre stânga apăsând roata de clichet pe discul *5*. Datorită frecării roata *3* se va roti sub clichet odată cu manşonul şi cu manivela. Rotind manivela în sensul coborârii, se slăbeşte

strângerea dintre roata de clichet şi piesele *2* şi *5*. Roata *3* se eliberează dar este reţinută de clichet, în timp ce manivela şi arborele se rotesc în sensul coborârii. Dacă turaţia arborelui tinde să accelereze sub influenţa sarcinii, manivela întârzie faţă de arbore şi roata *3* va fi presată din nou, blocând rotirea cu ajutorul clichetului *4*. Ca urmare, sarcina va fi coborâtă doar cu viteza permisă de rotirea manivelei. Încetând acţionarea manivelei, roata *3* este blocată iar sarcina va rămâne suspendată.

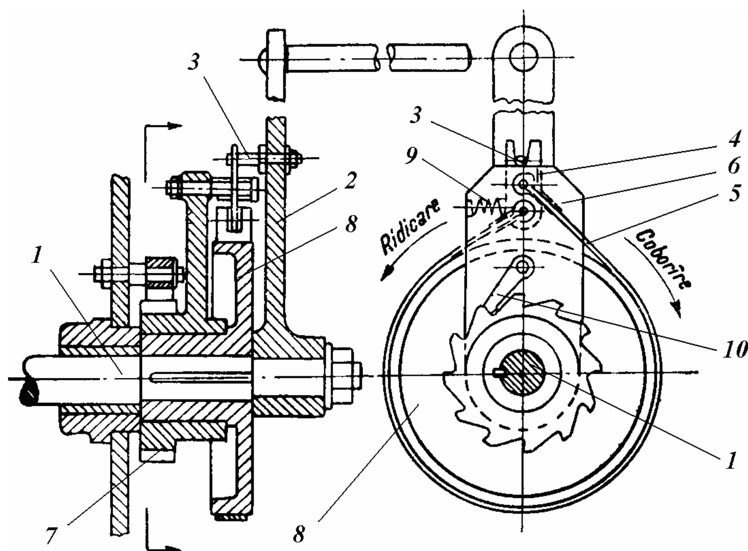


Fig. 2.66. Manivelă de siguranţă

O construcţie la care coborârea sarcinii se poate face cu manivela în poziţie fixă este cea prezentată în figura 2.66. Pe arborele *1* este montată liber manivela *2*, pe braţul căreia este fixat bulonul *3*, care acţionează asupra pârghiei *4*, de care este fixat capătul *5* al benzii de frână. Celălalt capăt al benzii este fixat în braţul 6 al roţii cu clichet *7* , liberă pe butucul discului de frână *8*.

Dacă manivela este menţinută într-o poziţie de repaus după o fază de ridicare, sarcina va fi oprită de discul de frână *8* şi roata *7*, care este blocată de clichetul *10*. Dacă manivela este rotită în sensul ridicării, la tensiunea resortului *9* asupra pârghiei *4* se adaugă şi cea a braţului *2*. Banda *5* strânge puternic discul *8* şi îl antrenează în sensul ridicării. Clichetul *10* patinează pe roata *7*.

Dacă manivela este rotită numai puţin în sensul coborârii, presiunea dintre bandă şi discul *8* scade, astfel că acesta din urmă fiind eliberat se va roti în sensul coborârii sub influenţa sarcinii, cu manivela ţinută într-o poziţie fixă. În acest fel pericolul accidentării personalului prin antrenarea manivelei de către sarcină este înlăturat şi sarcina va putea coborî cu o viteză acceptabilă, prin acţiunea repetată de apăsare a manivelei în sensul coborârii.

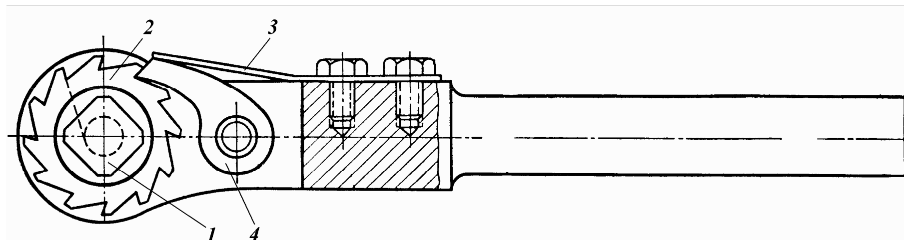


Fig. 2.67. Pârghia cu clichet

Pârghia cu clichet (fig. 2.67.) serveşte numai la acţionarea mecanismelor cu autofrânare (vinciuri cu şurub şi cu melc). Ea se aşează cu gaura pătrată 1 a roţii de clichet pe capătul arborelui, după sensul în care trebuie rotit. Clichetul 4 montat pe un ax este menţinut în contact cu roata de clichet 2 de către arcul 3, fixat prin şuruburi pe corpul pârghiei. Braţul pârghiei este acţionat manual şi prin mişcarea înainte – înapoi, se obţine rotirea axului vinciului în sensul ridicării, respectiv coborârii.

Atunci când axul tobei pe care se înfăşoară organul flexibil de tracţiune este dispus la o înălţime mare faţă de pardoseală (cum ar fi cărucioarele şi podurile rulante acţionate manual), se utilizează roata de manevră (fig. 2.68.). Realizată din fontă turnată, roata 4, montată cu pană pe arborele de comandă 1, are formă asemănătoare roţilor cu locaşuri, dar cu diametrul mult mai mare. Peste roată se înfăşoară un lanţ calibrat 2 cu zale scurte şi care serveşte ca organ de tracţiune pentru acţionarea roţii. Pentru a evita ca lanţul să sară de pe roată, aceasta este prevăzută cu un ghidaj din tablă 3, montat liber pe axul de comandă.

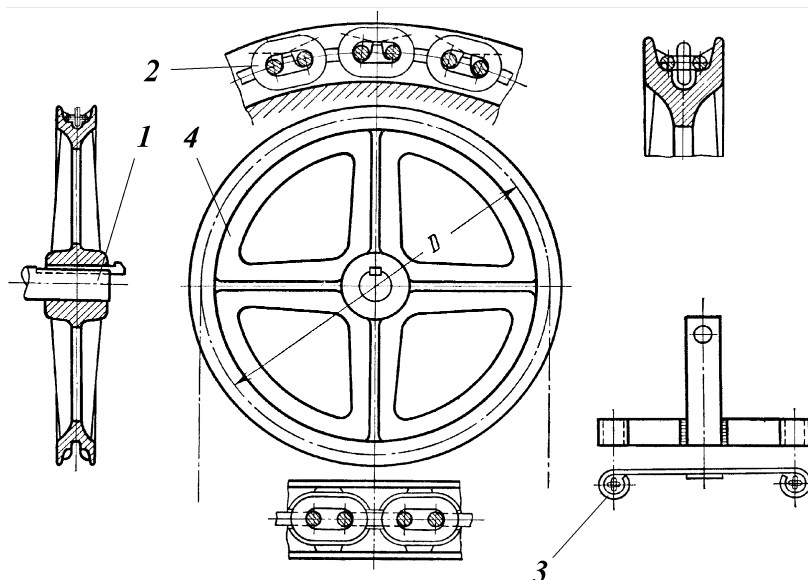


Fig. 2.68. Construcţia roţii de manevră

Acţionarea electrică. Chiar dacă în unele cazuri, pentru acţionarea maşinilor de ridicat se mai folosesc motoare cu ardere internă, acţionare hidraulică sau pneumatică, marea majoritate a maşinilor de ridicat sunt construite pentru acţionare electrică. Aceasta are avantajul transmiterii la distanţă a energiei electrice, costuri mult diminuate comparativ cu celelalte tipuri de acţionare, siguranţă în exploatare, posibilitatea automatizării procesului de lucru.

Acţionarea electrică permite folosirea electromotoarelor de curent continuu sau alternativ, a frânelor cu comandă electromagnetică, a aparaturii de comandă, protecţie, semnalizare şi iluminat, fapt ce permite intrarea imediată în funcţiune a instalaţiilor maşinii de ridicat, fără a fi necesară o pregătire prealabilă. Totodată, se poate acţiona separat fiecare mecanism al maşinii de ridicat, cu posibilitatea uşoară de inversare a sensului de mişcare.

Un element foarte important în alegerea tipului de motor electric în constituie regimul de exploatare al acestuia. În funcţie de ciclul real de funcţionare, corelat cu ciclurile tipizate, pe baza cărora s-au proiectat motoarele, sunt nouă servicii tip definite prin standard, notate cu S1 până la S9, trei dintre acestea fiind de interes pentru maşinile de ridicat:

● S3 – serviciul de tip intermitent periodic, caracterizat printr-o succesiune de cicluri identice, care cuprind o perioadă de funcţionare în regim constant şi o perioadă de repaus, durata lor fiind insuficientă pentru atingerea echilibrului termic pe timpul unui ciclu;

● S4 – serviciul de tip intermitent periodic cu perioadă de pornire, caracterizat printr-o succesiune de cicluri identice, care cuprind o perioadă de funcţionare în regim constant şi o perioadă de repaus, durata lor fiind insuficientă pentru atingerea echilibrului termic pe timpul unui ciclu, dar curentul de pornire influenţează sensibil încălzirea motorului;

● S5 – serviciul de tip intermitent cu perioadă de pornire şi frânare electrică, caracterizat printr-o succesiune de cicluri identice, fiecare caracterizat printr-o perioadă de pornire, de funcţionare în regim constant, de frânare rapidă electrică şi de repaus, durata lor fiind insuficientă pentru atingerea echilibrului termic pe timpul unui ciclu.

Ca urmare a pierderilor prin histerezis magnetic şi curenţi turbionari, a frecărilor şi rezistivităţii conductorilor electrici, în timpul exploatării motoarele electrice se încălzesc, iar pentru a permite utilizarea lor în condiţii de siguranţă, temperatura maximă pe care o pot atinge acestea nu trebuie să depăşească valorile maxime admisibile.

Pentru un motor electric cu temperatura T, în timpul *dt* ecuaţia bilanţului termic se poate scrie sub forma:

$$p \cdot dt = K \cdot A \cdot T \cdot dt + m \cdot c \cdot dT \qquad (2.73.)$$

în care p este puterea care se pierde, în W;

K – coeficientul global de transfer termic, în W/m^2K;

A – suprafaţa de transfer termic cu mediul de răcire, în m^2;

m – masa motorului electric, în kg;

c – căldura specifică medie a motorului electric, în J/kgK.

De aici se poate obţine valoarea temperaturii maxime de forma:

$$T_{\max} = \frac{p}{K \cdot A} \qquad (2.74.)$$

Prin integrarea ecuaţiei diferenţiale, din condiţiile iniţiale ($t = 0$ şi $T = T_0$) se obţine legea de variaţie a temperaturii motorului electric în funcţie de timp:

$$T = (T_0 - T_{\max})e^{-t/\Phi} + T_{\max} \qquad (2.75.)$$

În relaţia de mai sus $\Phi = m \cdot c / K \cdot A$ şi se numeşte constanta termică de timp.

Reprezentarea grafică a încălzirii, respectiv răcirii motorului electric este prezentată în figura 2.69.

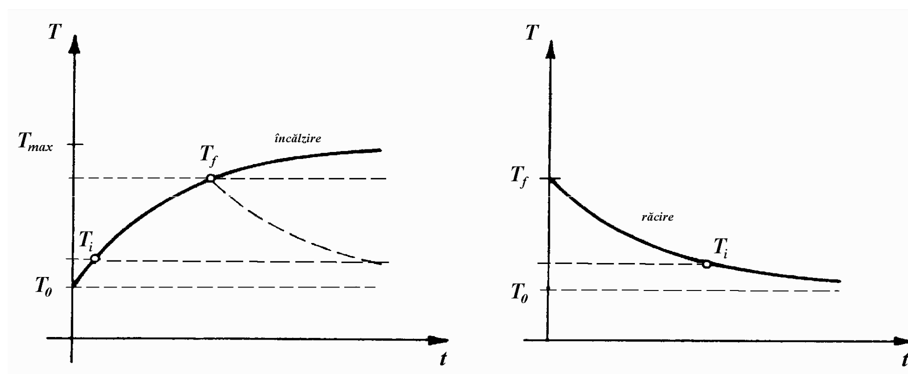


Fig. 2.69. Diagrama de încălzire şi răcire a motoarelor electrice

Atât timp cât cantitatea de căldură cedată este mai mare decât cea produsă de funcţionarea motorului, acesta se va răci. Acest lucru este valabil pentru încărcări de 15 – 20 % din sarcina nominală. Pentru exploatarea corectă a motorului electric se va stabili un regim de lucru care să asigure o încălzire maximă a acestuia sub valoarea maximă admisibilă T_{max}.

Mecanismele de deplasare se folosesc la mişcarea cărucioarelor şi a macaralelor pe şine sau pe căi de rulare.

Mecanismele pentru deplasarea cărucioarelor pe şine sunt folosite în construcţia macaralelor şi a podurilor rulante, fiind de tipul cu acţionare manuală, cu acţionare mecanică individuală (folosind electromotoare), respectiv cu acţionare mecanică cu cablu (în cazul mecanismelor pentru variaţia deschiderii braţului macaralei).

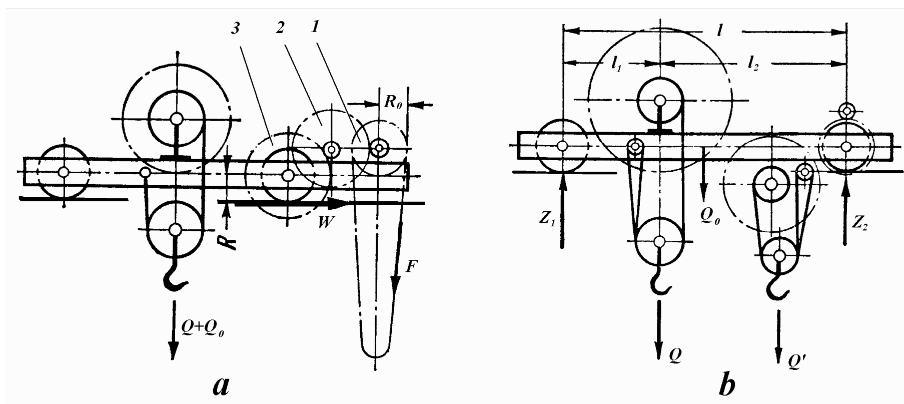


Fig. 2.70. Schema mecanismelor pentru deplasarea cărucioarelor cu acţionare manuală

Cărucioare cu acţionare manuală pot fi cu sarcina de suspendat dispusă simetric (fig. 2.70.a) sau nesimetric (fig. 2.70.b). În cel de-al doilea caz, pe cărucior sunt dispuse două mecanisme de ridicare, unul principal (Q) şi unul auxiliar (Q'). Forţa de acţionare *F* aplicată lanţului roţii de manevră *1*, prin intermediul roţilor dinţate 2 şi 3, solidară cu roata de rulare, vor produce deplasarea căruciorului cu o viteză determinată. Dacă sarcina este dispusă simetric faţă de roţile de rulare, atunci pentru un cărucior cu patru roţi presiunea pe o roată va fi:

$$P_{\max} \cong \frac{Q+Q_0}{4} \tag{2.76.}$$

Dacă sarcina este dispusă nesimetric şi lucrează doar mecanismul principal, atunci în roţile de rulare vor apare reacţii verticale diferite, astfel că vom avea presiuni pe cele două roţi de forma:

$$P_{\max} = Z_1 \cong \frac{Q_0}{4} + \frac{Q}{2}\frac{l_2}{l} \tag{2.77.}$$

$$P_{\max} = Z_2 \cong \frac{Q_0}{4} + \frac{Q}{2}\frac{l_1}{l} \tag{2.78.}$$

În relaţiile de mai sus *Q* este greutatea sarcinii de ridicat iar Q_0 este greutatea proprie a căruciorului.

În cazul căruciorului acţionat prin electromotor (fig. 2.71.) mişcarea se transmite de la arborele motor 1, prin intermediul unui grup de roţi dinţate cilindrice 2 şi 3, la arborele roţilor de rulare 4. În regim de lucru stabilizat, trebuie învinsă rezistenţa la deplasare W şi care depinde de coeficientul de rezistenţă la rulare şi presiunea specifică pe roată.

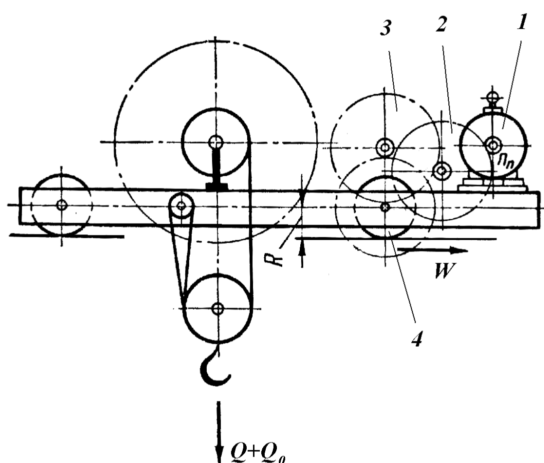


Fig. 2.71. Cărucior acţionat mecanic

La acţionarea manuală a podului rulant (fig. 2.72.) de la roata de manevră mişcarea se transmite prin două perechi de roţi dinţate cilindrice care, pun în mişcare două roţi de rulare ale podului rulant.

În acest caz, presiunea specifică pe roată va avea o valoare variabilă, în funcţie de poziţia căruciorului de care se află suspendată sarcina. Valoarea maximă a ei va fi atunci când sarcina este suspendată la cârlig iar căruciorul se găseşte în spaţiul mort *d* al deschiderii (*d* reprezintă distanţa între poziţia extremă a cârligului şi axa şinei podului rulant).

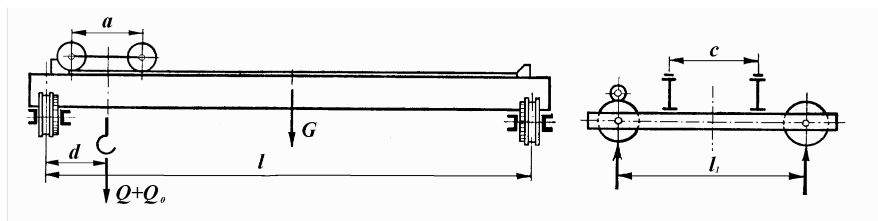


Fig. 2.72. Pod rulant acţionat manual

Presiunea maximă pe roata de rulare se poate determina cu relaţia:

$$P_{\max} \cong \frac{G}{4} + \frac{Q+Q_0}{2}\frac{l-d}{l} \qquad (2.79.)$$

Rezistenţa la deplasare a podului rulant acţionat manual se poate stabili cu ajutorul relaţiei:

$$W = \beta(Q+Q_0)w \qquad (2.80.)$$

În relaţia de mai sus β este un coeficient ce depinde de tipul lagărului roţilor de rulare (1,2 – 1,4 pentru lagăre cu alunecare şi 2,4 – 5,1 pentru lagăre cu rostogolire), iar *w* este coeficientul de rezistenţă la deplasare şi care depinde de construcţia roţilor şi a căii de rulare.

Viteza de deplasare a podului în m/min se calculează cu relaţia:

$$v = \frac{60 \cdot \eta \cdot c \cdot F \cdot R_0}{M_r} \qquad (2.81.)$$

în care M_r este momentul rezistent la arborele roţii de rulare ce trebuie învins;

η - randamentul total al mecanismului;

c – viteza medie a roţii de acţionare;

R_0 – raza roţii de acţionare.

Mecanismul de deplasare a unei macarale în consolă este compus din roţile de ghidare superioare şi inferioare *1*, montate libere pe ax şi două roţi de rulare verticale *2* (fig. 2.73.) care lucrează simultan, ce primesc mişcarea de rotaţie de la un electromotor, prin intermediul unei transmisii mecanice ci roţi dinţate. Pentru o poziţie a căruciorului cu sarcina suspendată la cârlig, în punctele de sprijin apar reacţiunile orizontale *H* şi reacţiunea verticală *V*.

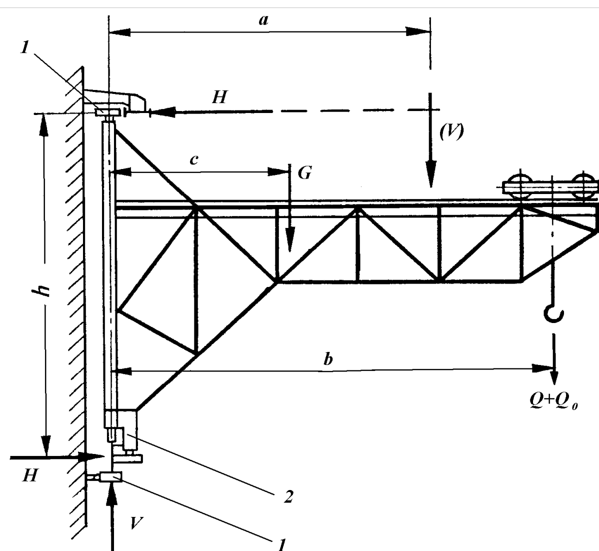


Fig. 2.73. Schema de încărcare a macaralei în consolă

Valoarea maximă a presiunii pe roţile de ghidare orizontale va fi:

$$P^o_{\max} = \frac{H}{2} = \frac{(Q+Q_0)\cdot b + G\cdot c}{2\cdot h} \qquad (2.82.)$$

În relaţia de mai sus căruciorul se află în poziţia de deschidere maximă şi cu sarcina suspendată, iar *G* reprezintă greutatea macaralei fără cărucior.

Presiunea maximă pe roata de rulare se determină din proiecţia de forţe de direcţia verticală:

$$P_{\max}^{v} = \frac{Q + Q_0 + G}{2} \qquad (2.83.)$$

Pentru deplasarea macaralei trebuie învinse atât rezistenţa la rulare a roţilor verticale, cât şi rezistenţa opusă de roţile de ghidare, ca urmare a forţelor ce acţionează asupra lor. Dacă se notează cu R_1 raza roţilor verticale, R_2 raza roţilor orizontale, d_1 şi d_2 diametrele axelor celor două roţi, atunci rezistenţa totală la deplasarea macaralei se poate determina cu relaţia:

$$W = \frac{Q + Q_0 + G}{R_1}\left(\mu\frac{d_1}{2} + k\right) + 2\frac{(Q + Q_0)a + G \cdot c}{R_2 h}\left(\mu\frac{d_2}{2} + k\right) \qquad (2.84.)$$

În relaţie μ este coeficientul de frecare din lagăre, iar k este coeficientul de frecare la rostogolire.

Mecanismul de deplasare al macaralei velocipede este solicitat în moduri diferite, după cum braţul acesteia este poziţionat pe direcţia de deplasare sau sub un unghi deferit de aceasta. Schema de încărcare a mecanismului de deplasare este prezentată în figura 2.74.

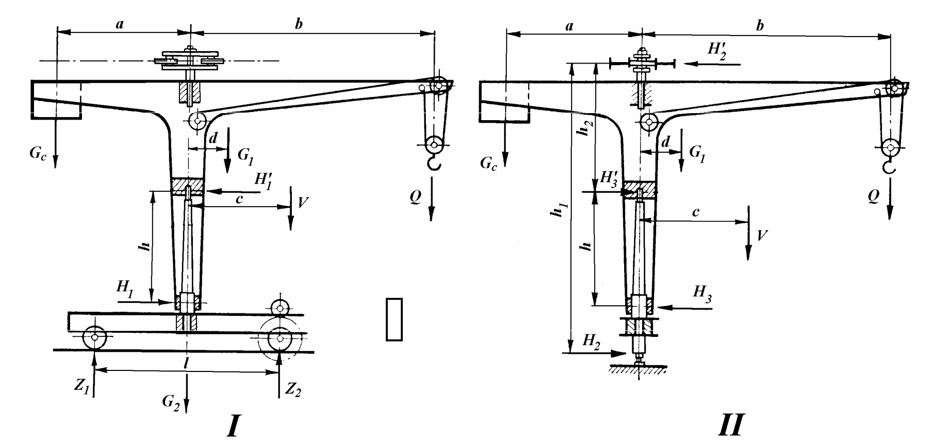


Fig. 2.74. Schema macaralei velocipede

Dacă braţul macaralei este aşezat pe direcţia mişcării (poz. *I*), atunci reacţiunea verticală V va fi suma greutăţii sarcinii Q, a contragreutăţii de echilibrare G_c şi a greutăţii părţii rotitoare G_1. Reacţiunile orizontale ale reazimelor coloanei vor avea forma:

$$H_1 = H_1^{'} = \frac{Q \cdot b + G_1 \cdot d - G_c \cdot a}{} h \qquad (2.85.)$$

În această situaţie momentul produs de greutatea proprie a macaralei trebuie compensată în totalitate de către contragreutate.

Dacă braţul macaralei este aşezat perpendicular pe direcţia mişcării (poz. *II*), atunci reacţiunile orizontale ale reazimelor vor fi:

$$H_2 = H_2^{'} = \frac{Q \cdot b + G_1 \cdot d - G_c \cdot a}{h_1} \qquad (2.86.)$$

iar reacţiunile orizontale din coloană:

$$H_3 = H_2 \frac{h_1 - h_2}{h} \text{ şi } H_3^{'} = H_2 \frac{h_1 - h_2 - h}{h} \qquad (2.87.)$$

Reacţiunile Z_1 şi Z_2 pe roţile de rulare depind de poziţia braţului macaralei şi implicit de variaţiile reacţiunilor orizontale.

Rezistenţa la deplasare a macaralei depinde, ca şi în cazul precedent, de rezistenţele roţilor de rulare orizontale şi verticale, respectiv de pierderile prin frecare în lagărele acestora.

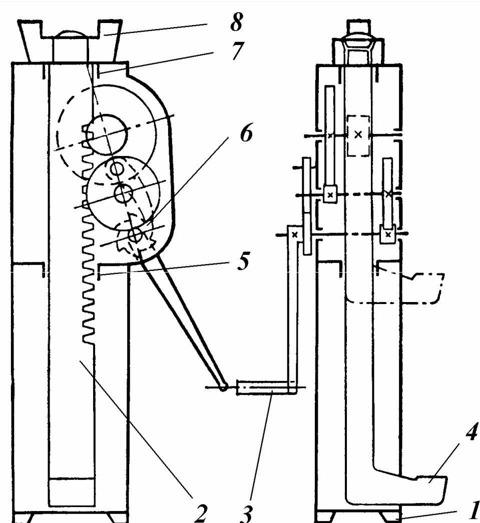
2.7. Maşini şi echipamente de ridicat

Sub denumirea generală de maşini de ridicat se înţeleg două categorii distincte şi anume aparate de ridicat şi macarale.

Dintre aparatele de ridicat fac parte vinciurile sau cricurile (acţionate manual şi care ridică sarcini la înălţimi mici), palane cu acţionare electrică sau manuală şi troliile cu acţionare manuală sau mecanică.

Combinate cu alte mecanisme şi construcţii, se obţin maşini de ridicat complexe de tipul macarale sau ascensoare, unde aparatele devin parte componentă a acestora şi execută unele dintre operaţii.

Cricurile sunt utilizate la ridicarea unor sarcini prin împingerea lor de jos în sus, la înălţimi relativ mici. Din punct de vedere constructiv cricurile pot fi cu cremalieră, cu şurub sau hidraulice. Ele sunt aparate de ridicat care, după folosire, se deplasează manual către noul amplasament.



Cricurile cu cremalieră (fig. 2.75.) au în construcţia lor un mecanism de tip pinion – cremalieră, acţionat manual prin intermediul unei transmisii cu roţi dinţate cilindrice cu dantură cicloidală sau în evolventă. Sarcina de ridicat poate fi rezemată atât pe capul rotativ 8, cât şi pe talpa inferioară 4. Pentru a evita coborârea sarcinii se montează un opritorul cu clichet 6.

Fig. 2.75. Cric cu cremalieră: 1- talpă sprijin; 2- cremalieră; 3- manivelă; 4- talpă inferioară; 5,7- ghidaje cremalieră; 6- opritor cu clichet; 8- suport rotativ

Pentru a putea ridica o sarcină Q este necesar învingerea unui moment de torsiune $M_t = Q \cdot r$, r fiind raza cercului primitiv al pinionului aflat în angrenare cu cremaliera. Dacă se ţine cont de faptul că forţa de acţionare la manivelă F este limitată, atunci trebuie realizat un raport de transmisie convenabil şi care se obţine din relaţia:

$$i_t = \frac{M_t}{F \cdot R \cdot \eta_t} = \frac{Q}{F}\frac{r}{R}\frac{1}{\eta_t} \qquad (2.88.)$$

În relaţia de mai sus R reprezintă raza manivelei iar η_t este randamentul transmisiei si care depinde de numărul de roţi dinţate.

Viteza de ridicare a sarcinii depinde viteza unghiulară a pinionului ce angrenează cu cremaliera (dependentă de viteza tangenţială a mânerului manivelei, v_t) şi prin urmare de raportul de transmisie:

$$v = v_t \frac{r}{R}\frac{1}{\eta_t} \qquad (2.89.)$$

Capacitatea de ridicare a cricurilor cu cremalieră este cuprinsă între 5 – 200 kN, înălţimea de ridicare nedepăşind 350 – 400 mm.

În practică se regăsesc şi alte variante constructive de cricuri cu cremalieră precum cele cu carcasă mobilă şi cu pârghie.

Cricurile cu şurub (fig. 2.76.) au un randament mai scăzut decât cele cu cremalieră, precum şi o viteză de ridicare mai mică, de aceea ele se folosesc, de regulă, la sprijinirea sarcinilor în timpul unor operaţii de montare – demontare.

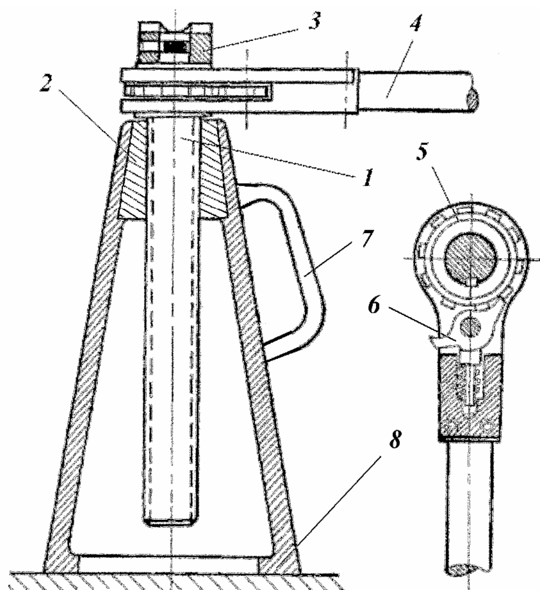


Fig. 2.76. Cric cu şurub

Pe şurubul cu filet trapezoidal (pentru autofrânare) 1 se află montată cu pană pârghia cu clichet 4. Prin rotirea şurubului în piuliţa fixă 2, acesta se va deplasa în sus sau în jos, în funcţie de sensul de acţionare a pârghiei (sensul de rotire al roţii de clichet 5 este dat de poziţia clichetului 6). Cricul se aşează pe talpa de sprijin 8 iar sarcina pe capul rotativ 3, pentru deplasarea lui fiind prevăzut mânerul 7.

Ca şi în cazul precedent forţa necesară pentru acţionarea pârghiei trebuie să învingă momentul de torsiune rezistent şi care depinde de sarcina de ridicat Q, de frecarea dintre şurub şi piuliţă, respectiv de frecarea din capul rotativ pe care se sprijină sarcina de ridicat:

$$M_t = Q\left[r_m tg(\alpha + \rho) + \mu \cdot r\right] \tag{2.90.}$$

unde r_m este raza medie a şurubului;

α - unghiul de înclinare a elicei mediane şi care realizează autofrânarea;

ρ - unghiul de frecare dintre şurub şi piuliţă;

μ - coeficientul de frecare din capul de sprijin rotativ;

r – raza medie a suprafeţei capului de sprijin.

Datorită efectului de autofrânare a angrenajului şurub – piuliţă, cricurile cu şurub nu necesită dispozitive de blocare, sunt mai compacte faţă de cricurile cu cremalieră, nu necesită transmisii cu roţi dinţate, dar au dezavantajele prezentate anterior. Cricurile cu şurub sunt concepute pentru a ridica sarcini de până la 10 tone.

Cricurile hidraulice cu acţionare manuală sunt aparate ce pot ridica sarcini de până la 750 tone, având posibilitatea de a obţine rapoarte de transmitere mari la gabarite reduse, sunt sigure în exploatare ca urmare a lipsei transmisiilor mecanice, dar au viteze de ridicare foarte mici, de până la 10 mm/min. Ca lichid de lucru se folosesc uleiul hidraulic, iar pe timp de iarnă apă cu glicerină sau apă cu alcool.

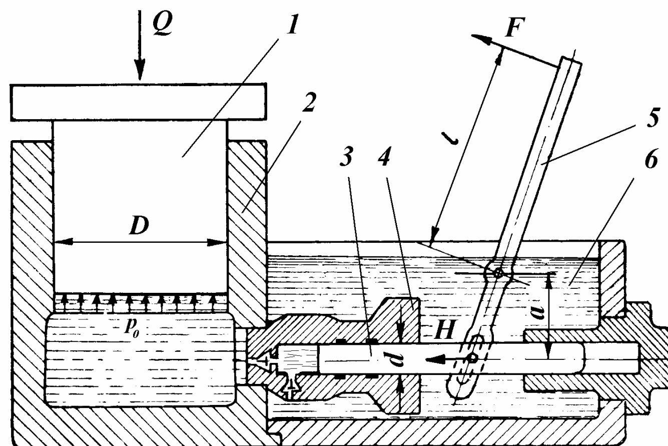


Fig. 2.77. Cric hidraulic: 1- piston; 2- cilindru; 3- piston pompă; 4- cilindru pompă; 5- pârghie; 6- rezervor ulei.

Prin acţionarea pârghiei 5 (fig. 2.77.) pistonul pompei 3 va trimite lichidul din rezervorul 6 în partea inferioară a cilindrului de lucru 2, pentru aceasta, în capul cilindrului 4 sunt prevăzute două supape care lucrează una pentru aspiraţie , iar alta pentru refulare. Lichidul sub presiune va împinge pistonul 1 pe care se află rezemată sarcina de ridicat Q. Pentru coborârea sarcinii este acţionată o supapă de descărcare calibrată, astfel încât viteza de coborâre să fie limitată la o valoare convenabilă.

Lichidul ce acţionează asupra pistonului, în ipoteza neglijării frecărilor dintre pistoane şi cilindri, determină o presiune care trebuie să o învingă pe cea generată de sarcina de ridicat:

$$p_0 = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{H}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \tag{2.91.}$$

Rezultă că forţa necesară în pistonul pompei va fi:

$$H = Q\left(\frac{d}{D}\right)^2 \tag{2.92.}$$

Din ecuaţia de echilibru a pârghiei ce acţionează pistonul pompei se poate obţine mărimea forţei necesare a fi aplicate la capătul pârghiei, pentru a ridica sarcina Q:

$$F = H\frac{a}{l} = Q\left(\frac{d}{D}\right)^2 \frac{a}{l} \tag{2.93.}$$

Dar în realitate forţa efectivă pentru acţionarea pârghiei este afectată de pierderile prin frecarea pistoanelor cu cilindrii, astfel că în relaţia de calcul intervine şi randamentul cricului η:

$$F = Q\left(\frac{d}{D}\right)^2 \frac{a}{l}\frac{1}{\eta} \tag{2.94.}$$

Viteza de ridicare a sarcinii este viteza pistonului cu sarcina de ridicat:

$$v = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \beta \cdot l \cdot n_d \tag{2.95.}$$

în care n_d este numărul de curse duble pe secundă ale pârghiei;

β - coeficient ce ţine cont de pierderile de lichid prin etanşeităţi, $\beta = 0{,}90....0{,}95$.

Un model de cric cu şurub, dar cu acţionare electrică, este cel prezentat în figura 2.78. şi care se întâlneşte cu regularitate în cadrul atelierelor de reparaţii auto. Aici, în coloanele 1 se găsesc şuruburile cu filet trapezoidal sau pătrat ce se rotesc, antrenate pe la partea inferioară prin intermediul unei transmisii cu lanţ 3, deplasare pe verticală fiind imprimată piuliţelor care, au montate de suportul lor două braţe telescopice 2. Prin poziţionarea acestor braţe sub punctele de ridicare prevăzute de constructor, sarcina de ridicat (autovehiculul) este deplasată pe verticală la înălţimea necesară.

Şuruburile sunt montate pe lagăre le cele două capete ale coloanei, iar piuliţa cu suportul şi braţele telescopice se deplasează pe ghidajele prevăzute în coloane. Acţionarea se face de la un electromotor, printr-un reductor şi o transmisie cu lanţ Galle, şuruburile având montate pe pană, la capătul inferior câte o roată de lanţ cu acelaşi număr de dinţi. Pentru a evita un eventual accident, lanţul transmisiei este fie îngropat în pardoseală, fie acoperit cu o apărătoare din tablă care să reziste la trecerea roţilor autovehiculului.

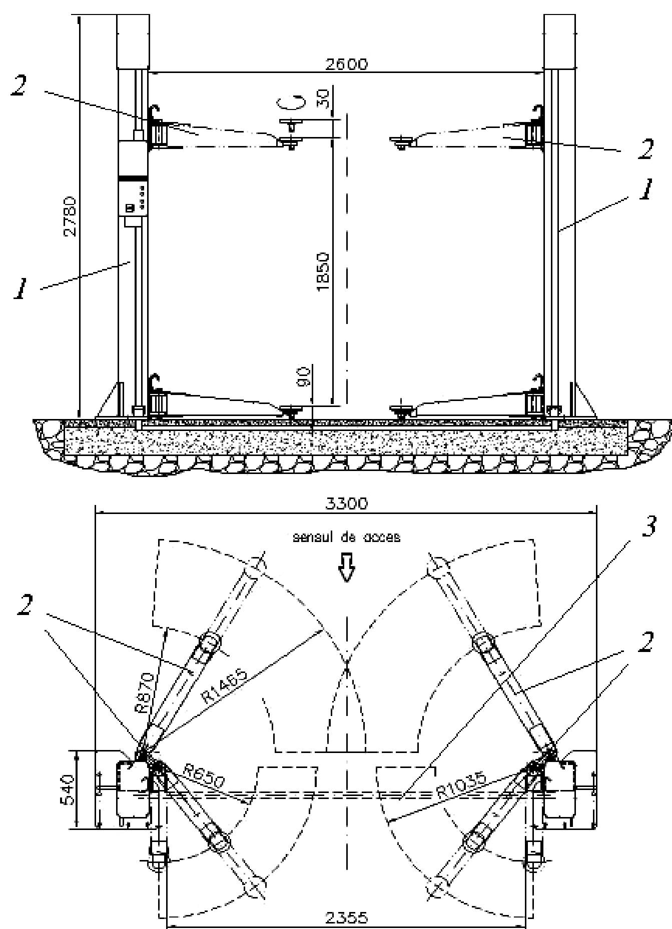
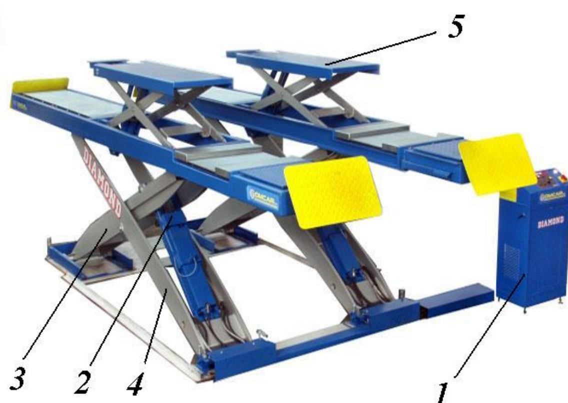


Fig. 2.78. Construcţia unei maşini de ridicat pentru autovehicule



Platformele de lucru sunt maşini folosite la ridicarea unor sarcini în vederea executării unor operaţii sau chiar la ridicarea de persoane în vederea efectuării unor intervenţii. În figura 2.79. este prezentată o platformă de ridicat a cărei acţionare este realizată prin intermediul unor cilindri hidraulici 2.

Fig. 2.79. Platformă de ridicat acţionată hidraulic

Pompa de ulei aflată în blocul de comandă 1, trimite uleiul sub presiune, iar cilindrii de forţă (doi în acest caz) acţionează asupra braţelor articulate şi culisante 3 care, împreună cu braţele 2 (formează un ansamblu de tip foarfece) ridică sau coboară sarcina, în funcţie de circuitul hidraulic comandat.

Palanele sunt aparate de ridicat independente sau parte componentă a macaralelor. Cele independente au o construcţie simplă care realizează înălţimi de ridicare mult mai mari decât

cricurile, dar fiind suspendate deasupra sarcinii, necesită folosirea de organe pentru suspendarea şi apucarea sarcinii.

După tipul organului flexibil de tracţiune palanele pot fi cu cablu din oţel, cu lanţ sudat şi cu lanţ tip Galle.

După caracteristicile constructive palanele pot fi cu organ flexibil pentru ridicare (cele mai cunoscute sunt palanele simple şi diferenţiale), respectiv palane cu organ flexibil de ridicare şi transmisie dinţată (care pot fi cu acţionare manuală sau electropalane).

În construcţia macaralelor palanele sunt montate pe cărucioare pentru căi suspendate, considerate ca mecanisme auxiliare ale acestora.

Palanul cu angrenaj melcat şi acţionare manuală (fig. 2.80.), este prevăzut cu posibilitatea de deplasare pe o cale de rulare. Lanţul sudat 1 acţionează asupra roţii de manevră 2, montată solidar cu axul melcat 3. Acesta roteşte roata melcată 4 şi odată ea roata dinţată 5, ridicând sau coborând sarcina suspendată la cârlig, după cum este sensul de rotaţie a roţii de manevră. Pentru a evita coborârea sarcinii sub acţiunea greutăţii proprii, pe axul melcat este prevăzut dispozitivul de blocare 6.

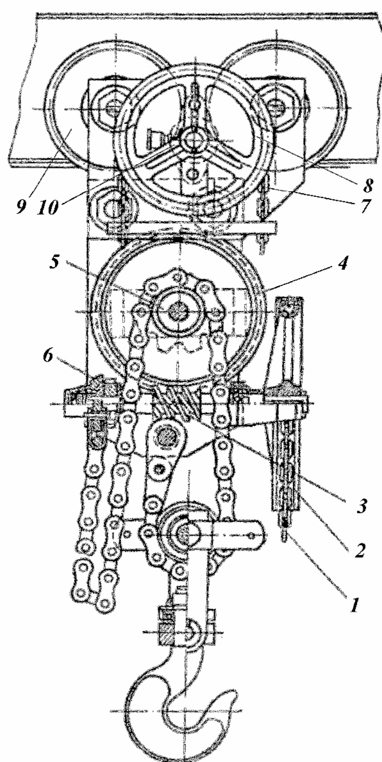


Fig. 2.80. Palan cu lanţ Galle



Fig. 2.81. Palan cu lanţ sudat

Pentru deplasarea palanului se acţionează lanţul 7 ce roteşte roata de manevră 8, pe care este solidarizată roata de rulare motoare 10, roţile 9 fiind folosite în special pentru a asigura susţinerea palanului pe calea de rulare.

În figura 2.81. este prezentat un palan la care deplasarea ansamblului pe calea de rulare se face prin tragerea efectivă a lanţului sudat ce acţionează asupra roţii de manevră pentru ridicare.

Palanul din figura 2.82 este unul acţionat manual şi cu specificaţia că el este transportabil, fiind prevăzut cu cârlige pentru prinderea la un reazim fix (suport tip capră, grindă de tavan) sau la un cărucior special, caz în care se poate realiza şi deplasarea sarcinii.



Fig. 2.82. Palan cu lanţ sudat transportabil

Electropalanele (fig. 2.83.) au în construcţia lor un mecanism de acţionare cu motor electric şi o transmisie prevăzută cu organe de blocare. Ele pot fi transportabile (fig. 2.83.a) când realizează doar ridicarea şi coborârea sarcinii sau deplasabile (fig. 2.83.b), când permit şi deplasarea palanului pe o cale de rulare, prin tragerea manuală de mânerul prevăzut în acest scop.

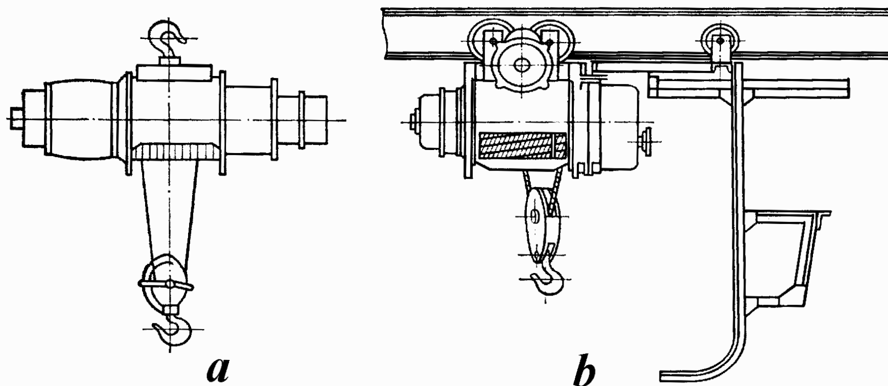


Fig. 2.83. Electropalane

În construcţia podurilor rulante şi a macaralelor se folosesc cu deosebire electropalane la care toate operaţiile sunt acţionate mecanic.

Troliile sunt aparate de ridicat ce pot fi independente sau ca parte a unor macarale ori ascensoare. Troliile independente pot fi cu acţionare manuală, prin intermediul uneia sau a două manivele, ori cu acţionare mecanică. În construcţia lor se regăsesc una sau mai multe tobe pentru înfăşurarea cablului din oţel, o transmisie cu roţi dinţate (în majoritatea cazurilor) sau angrenaj melcat, iar în funcţie de numărul tobelor, una sau mai multe frâne, toate dispuse pe un şasiu, într-o construcţie compactă.

Caracteristic troliilor este faptul că ele pot fi folosite atât la ridicarea sarcinii pe verticală, cât şi la deplasarea lor pe o suprafaţă cu înclinare cuprinsă între 0 – 90^0.

Troliul din figura 2.83 este fixat pe un perete şi acţionat de către manivelele 1 şi prin transmisia cu roţi dinţate roteşte toba 2, pe care se înfăşoară organul flexibil de tracţiune. Ca dispozitive de blocare a sarcinii se foloseşte o roată 3 cu clichetele 4 şi frână cu banda 6 ce strânge roata de frână 7, sub acţiunea braţului cu contragreutate 4.

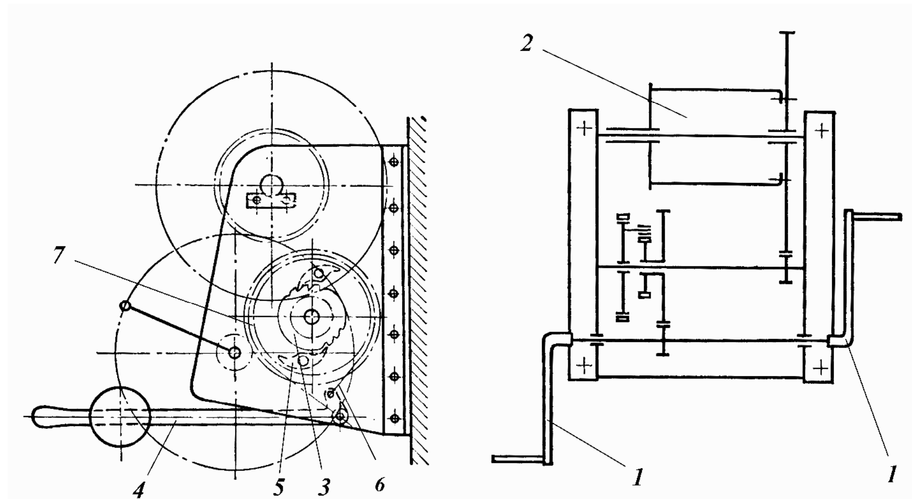


Fig. 2.84. Troliu de perete acţionat manual

În cazul troliilor acţionate manual se pune problema raportului de transmisie al roţilor dinţate, astfel ca forţa necesară a fi aplicată la capetele manivelei să învingă momentul rezistent creat de sarcina Q. Momentul rezistent depinde de forţa F_c din ramura organului flexibil care se înfăşoară pe toba ci diametrul D şi de randamentul tobei η:

$$M_t = F_c \frac{D}{2}\frac{1}{\eta} \tag{2.96.}$$

Forţa din ramura organului flexibil ce se înfăşoară se determină cu relaţia (vezi cap. 2.2.):

$$F_c = \frac{Q}{i_p}\frac{1}{\eta_p}\frac{1}{(\eta_r)^n} \tag{2.97.}$$

unde i_p este raportul de transmitere al palanului;

η_p - randamentul palanului;

η_r - randamentul unei role (n fiind numărul de role pe care se abate organul flexibil de tracţiune până la toba troliului).

Cu aceste date, raportul de transmisie al troliului, ţinând cont de faptul că forţa aplicată de om la manivelă este limitată, va fi:

$$i_t = \frac{M_t}{z \cdot F \cdot R}\frac{1}{\eta_t} = \frac{1}{i_p}\frac{Q \cdot D}{2 \cdot z \cdot F \cdot R}\frac{1}{\eta \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot (\eta_r)^n} = \frac{1}{i_p}\frac{Q \cdot D}{2 \cdot z \cdot F \cdot R}\frac{1}{\eta_g} \tag{2.98.}$$

în care z este numărul de manivele ale troliului (z poate fi 1 sau 2);

F – forţa aplicată la manivela troliului;

R – raza manivelei;

η_t - randamentul transmisiei dinţate a troliului;

η_g - randamentul global al troliului.

Viteza de ridicare a sarcinii este limitată de turaţia manivelei şi este tot mai mică, pe măsură ce creşte mărimea sarcinii de ridicat, asta deoarece pentru acţionarea manuală a troliilor, sunt necesare rapoarte de transmisie tot mai mari. Cu toate acestea troliile pot fi folosite la ridicarea unor sarcini de până la 10 tone, unele dintre ele având din construcţie posibilitatea modificării raportului de transmisie.

Troliile acţionate mecanic primesc mişcarea de la un motor electric, prin intermediul unei transmisii mecanice cu roţi dinţate, către una sau mai multe tobe. Pe arborele motor sunt

prevăzute dispozitive de frânare şi blocare, iar pentru asigurarea independenţei funcţionale a tobelor, sunt montate cuplaje cu frecare şi frâne separate.

Podurile rulante fac parte din categoria macaralelor rulante şi sunt cele mai folosite în interiorul atelierelor, halelor sau magaziilor, iar în unele situaţii şi în exterior la deservirea unor depozite. Ele sunt realizate în diferite variante, în funcţie construcţie (numărul grinzilor, poziţia căii de rulare, deschidere, numărul aparatelor de ridicat, modul de acţionare al mecanismelor) şi condiţiile de exploatare (sarcina de lucru, locul de funcţionare şi regimul de exploatare).

Podurile rulante monogrindă pot fi cu acţionare manuală (fig. 2.85.), când au o deschidere de până la 15 m şi sarcina maximă de 50 kN, respectiv cu acţionare mecanică, atunci când au o deschidere de până la 30 – 32 m şi sarcina maximă de 100 kN.

Din punct de vedere constructiv podul monogrindă este alcătuit dintr-o grindă principală, de obicei un profil I, pe talpa sa inferioară deplasându-se căruciorul cu palanul manual.

Acţionarea podului din figura 2.84 se realizează prin intermediul lanţurilor sudate şi a roţilor cu locaşuri aferente. Astfel, pentru ridicarea şi coborârea sarcinii se acţionează roata 5, cu ajutorul lanţului 6, care la rândul ei trimite mişcarea de rotaţie către toba palanului. Pentru deplasarea căruciorului cu sarcina suspendată se acţionează cu lanţul 7, roata motoare 8, care va rula pe talpa inferioară a profilului grinzii.

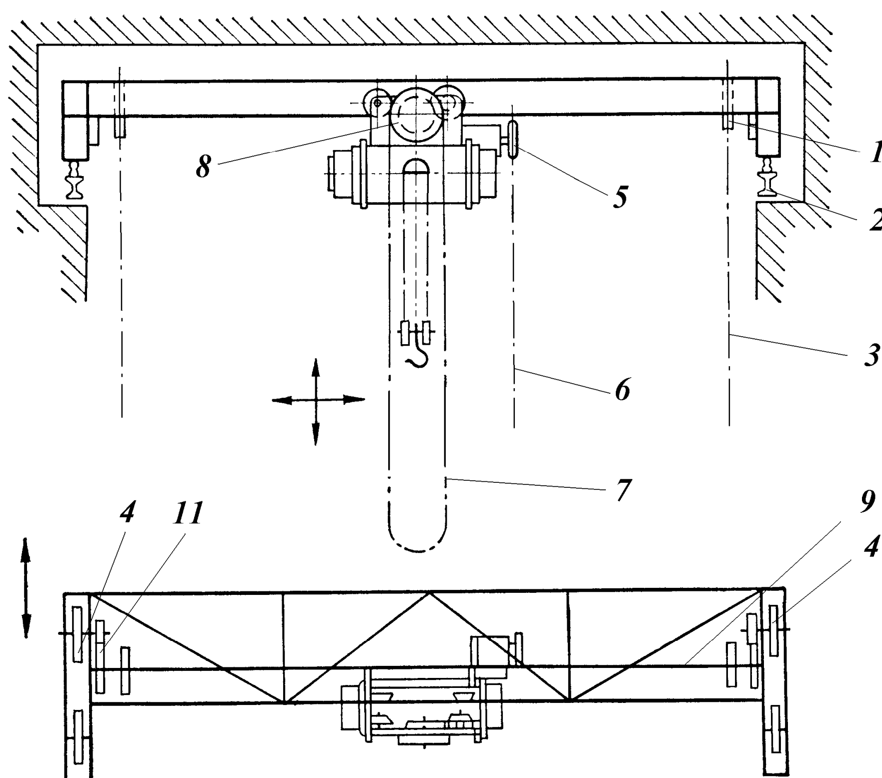


Fig. 2.85. Pod rulant monogrindă cu acţionare manuală

Pentru deplasarea podului rulant pe şinele 2, cu lanţul 3 se roteşte roata 1, solidară cu axul 9 şi care, prin intermediul unei perechi de roţi dinţate 11 antrenează roţile motoare 4. Acest lucru se poate realiza la ambele capete ale podului rulant el fiind prevăzut cu două astfel de mecanisme.

Din condiţia de o mai bună rezistenţă la deformare, în multe cazuri, se folosesc construcţii cu două grinzi cu inimă plină, dar mai ales compuse de tipul cu zăbrele. Acestea permit deschideri mari ale podului, dar şi posibilitatea de a folosi două aparate de ridicat. În marea majoritate podurile rulante cu două grinzi au mecanisme de acţionare independente, comandate cu motoare electrice, fapt ce realizează o mai mare viteză de manipulare a sarcinilor.

Podul rulant cu două grinzi şi cale de rulare joasă (fig. 2.86.) este alcătuit din grinzile 1 şi 2, asamblate şi prevăzute cu calea de rulare 4 pe care se deplasează căruciorul cu electropalan 3. Tot pe cărucior se află şi roţile de rulare 5, cu transmisia aferentă pentru deplasarea sarcinii în lungul podului rulant. Pentru deplasarea pudului rulant este prevăzut electromotorul 6 care transmite mişcarea către roţile motoare ale acestuia şi rularea lor pe şinele montate pe structura de rezistenţă a construcţiei.

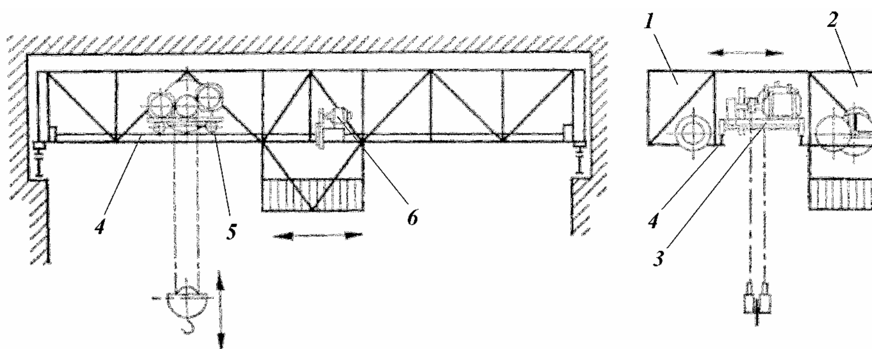


Fig. 2.86. Pod rulant cu două grinzi şi cale de rulare joasă

Podul rulant din figura 2.87. este de tipul cu două grinzi şi cale de rulare sus, acţionarea acestuia fiind identică cu podul rulant precedent.

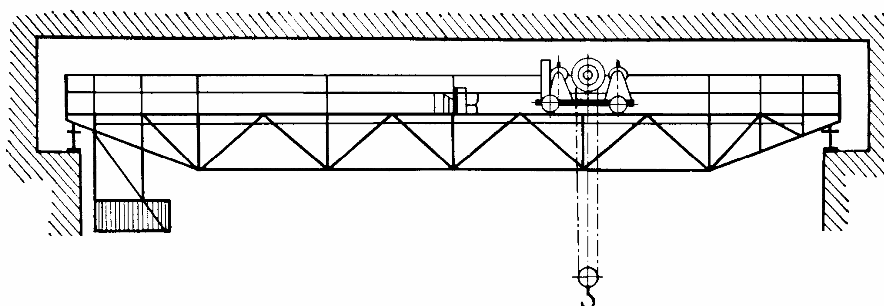


Fig. 2.87. Pod rulant cu două grinzi şi cale de rulare sus

Macaralele de tip semicapră şi capră şi-au luat denumirea după forma scheletului lor şi se folosesc foarte mult în mecanizarea lucrărilor în depozite.

Macaraua semicapră (fig. 2.88.) se poate folosi atât în exterior ,cât şi în interior, caracteristic fiind faptul că ea se deplasează pe două căi de rulare (şine), din care una este montată pe sol, iar a doua pe console ale construcţiei, fapt ce îmbunătăţeşte stabilitatea acesteia.

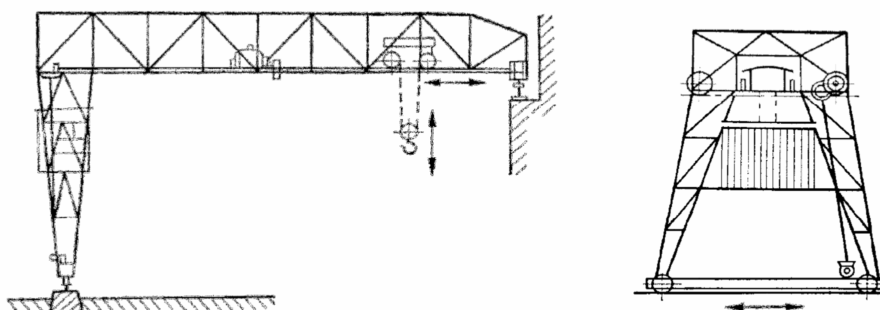


Fig. 2.88. Macara semicapră

Căruciorul cu electropalanul aferent se deplasează pe o cale de rulare montată pe tălpile inferioare ale grinzilor macaralei (se coboară astfel centrul de greutate), iar acţionarea este în totalitate mecanică.

Macaraua capră din figura 2.89. are ambele părţi ale scheletului rezemate pe două şine, o asemenea construcţie ridicând unele probleme privind stabilitatea în timpul lucrului, iar datorită înălţimii mari se adaugă şi forţa vântului ce poate duce la răsturnarea ei.

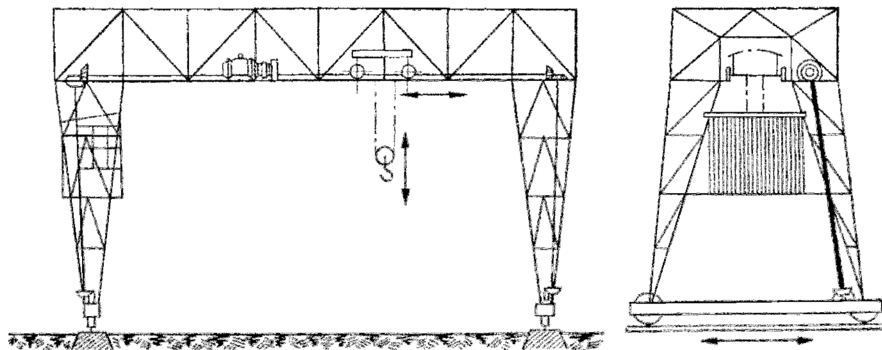


Fig. 2.89. Macara capră

Macaralele rotitoare şi staţionare sunt utilizate ţinând cont de condiţiile de amplasare şi domeniul de lucru limitat de raza lor de acţiune. Aşa cum le spune şi numele, caracteristica lor comună este faptul că ele se pot roti în jurul unui ax vertical.

Cea mai simplă construcţie este macaraua de perete rotitoare cu tirant şi acţionare manuală, prezentată în figura 2.90. Pe braţul profilat 1 (de obicei profil I) se deplasează rolele 4 ale căruciorul cu palan. Ridicarea şi coborârea sarcinii se face cu lanţul 2 şi roata de manevră 3, deplasarea în lungul braţului prin tragerea căruciorului şi tot prin tragerea lanţului 2, rotirea coloanei în lagărele 5 şi 6.

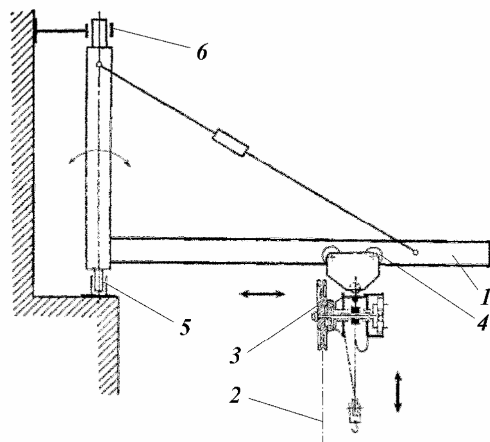


Fig. 2.90. Macara de perete cu braţ rotitor

Macaraua în consolă cu braţ fix din figura 2.91 este de tipul cu acţionare mecanică. Căruciorul se deplasează pe căile de rulare montate pe cele două grinzi, iar podul translează cu totul pe şinele fixate pe console în construcţia clădirii. Pentru stabilitatea macaralei, la partea superioară este prevăzut un ghidaj.

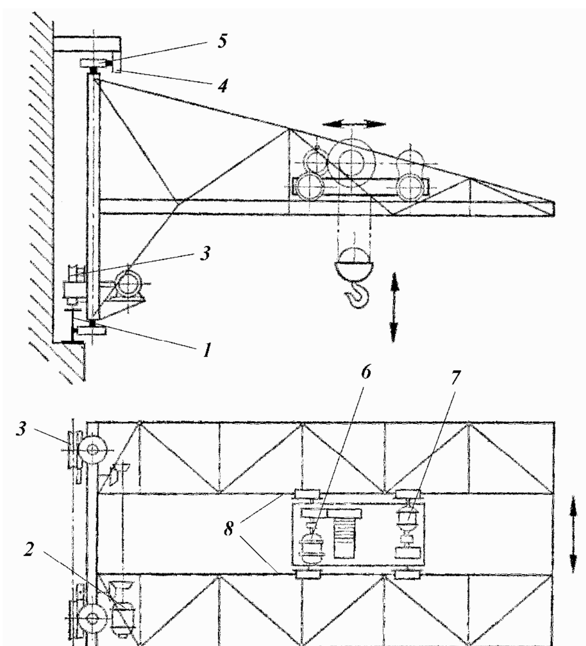


Fig. 2.91. Macara în consolă cu braţ fix: 1- şină rulare macara; 2- motor acţionare meca-nism rulare macara; 3- roţi de rulare; 4- ghidaj; 5- rolă sprijin; 6- motor acţionare palan; 7- motor pentru deplasare căru-cior; 8- căi de rulare cărucior.

O altă construcţie este prezentată în figura 2.92. şi care reprezintă o macara staţionară rotitoare, cu braţ cu deschidere variabilă, ea putând fi cu acţionare manuală sau mecanică. Astfel de macarale au o deschidere de până la 7 m şi capacitate de ridicare de maxim 10 tone.

Talpa inferioară se montează pe fundaţia clădirii iar reazimul superior se fixează de peretele clădirii. Pe braţul macaralei se deplasează un cărucior cu patru roţi. În cazul acţionării mecanice, troliul de ridicare se amplasează la partea inferioară a construcţiei metalice.

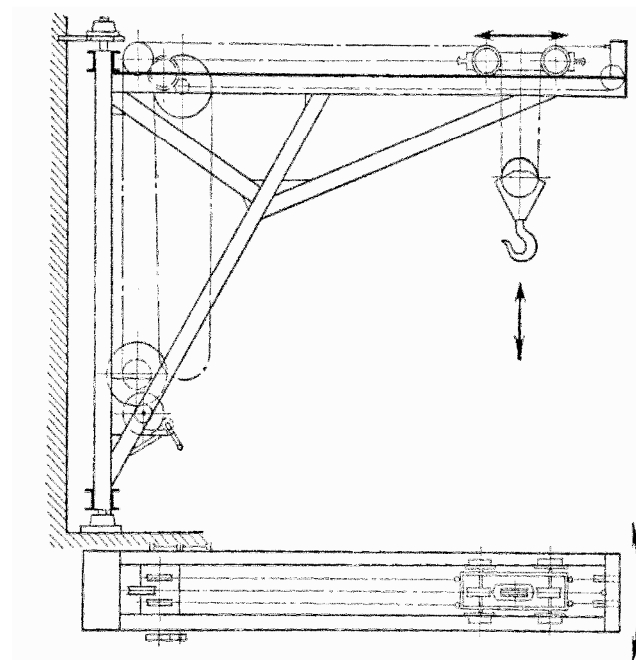


Fig. 2.92. Macara cu coloană rotitoare cu deschidere variabilă

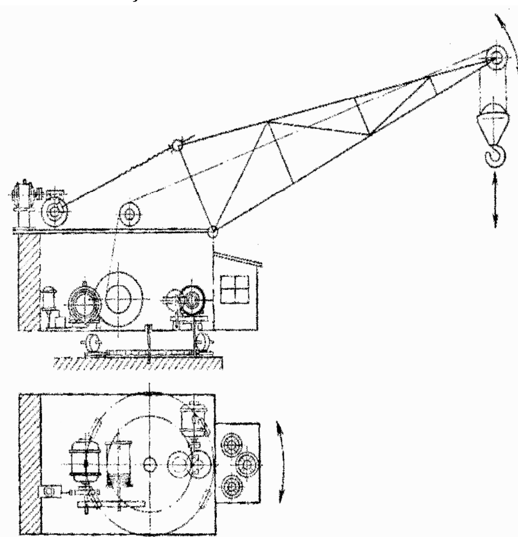


Fig. 2.93. Macara staţionară cu coloană rotitoare

Macaraua din figura 2.93. este de tipul staţionară cu coloană şi braţ fix, fiind montată pe fundaţia clădirii. Atât ridicarea – coborârea sarcinii, cât şi rotirea macaralei se realizează cu transmisii mecanice.

Pentru a mări domeniul de lucru se poate folosi o macara de tipul staţionară cu placă turnantă şi braţ cu deschidere variabilă (fig. 2.94.). Corpul macaralei este aşezat pe o placă de construcţie specială care permite rotirea întregului ansamblu.

Macaraua este acţionată mecanic şi asigură ridicarea şi coborârea sarcinii, ridicarea şi coborârea braţului, respectiv rotirea macaralei.

În interiorul halelor sau a depozitelor se poate folosi şi o macara de tipul celei din figura 2.95.

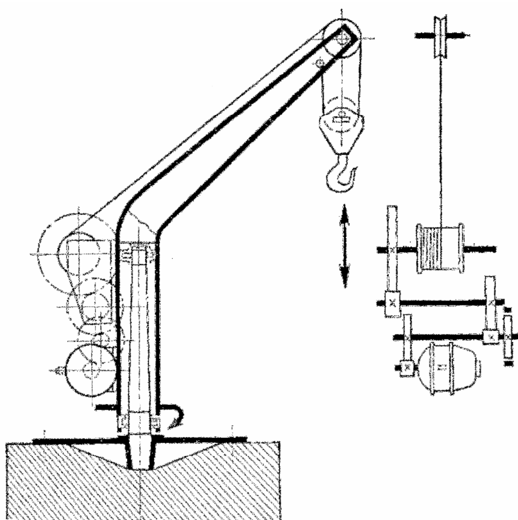


Fig. 2.94. Macara staţionară cu placă turnantă

Pe tavanul clădirii sunt prevăzute două căi de rulare pe care se deplasează întregul ansamblu al macaralei. Pe căruciorul suspendat se montează dispozitivul de rotire şi braţul macaralei cu palanul şi mecanismele de acţionare ale macaralei.

Macaralele rotitoare deplasabile elimină dezavantajul celor staţionare prin faptul că pot deservi suprafeţe mult mai mari. Ele se montează pe echipamente de rulare care pot fi cu şină, pe şenile sau pe roţi cu pneuri.

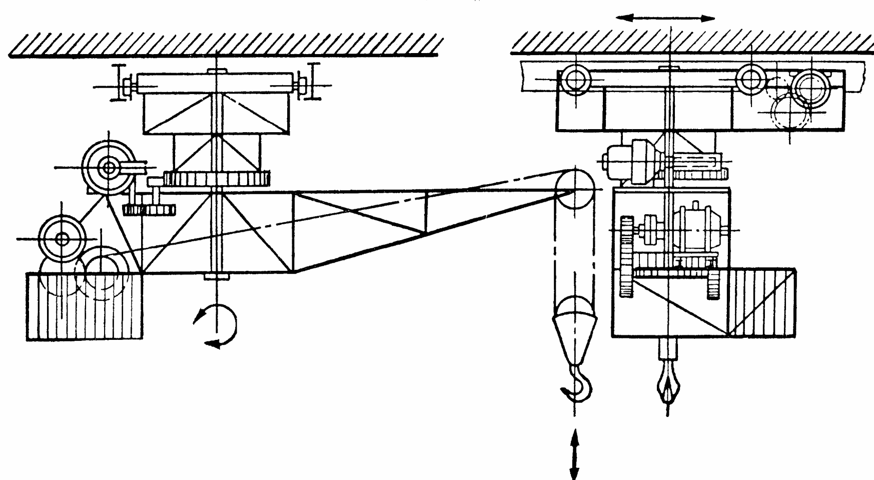


Fig. 2.95. Macara de tavan cu cărucior şi braţ rotitor

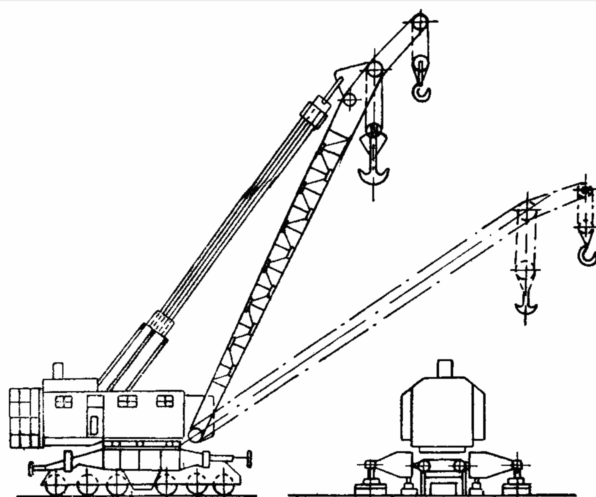


Fig. 2.96. Macara rotitoare deplasabilă pe şine

Macaraua din figura 2.96 este de tipul rotitoare, cu braţ cu deschidere variabilă şi se deplasează pe o cale de rulare de tip şină fixată pe sol. Pentru a mări stabilitatea macaralei aceasta are prevăzut în construcţia sa reazime laterale, mărind astfel şi capacitatea de ridicare.

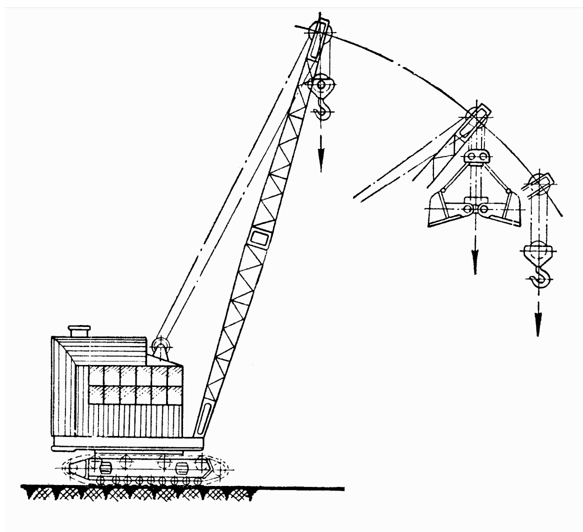


Fig. 2.97. Macara rotitoare pe şenile

Macaraua rotitoare pe şenile din figura 2.97. permite deplasarea ei în orice loc este necesar, fără a mai fi nevoie de sprijin suplimentar. Acţionarea mecanismelor se face cu energia de la motorul cu ardere internă propriu.

Au dezavantajul că se deplasează cu viteză mică şi pot parcurge distanţe mici de la o lucrare la alta.

Automacaraua sau macaraua montată pe un autovehicul cu roţi (fig. 2.98. permite deplasarea cu viteze mari la locul de destinaţie, dar are capacitate de ridicare mică. Pentru a evita deformarea pneurilor ea este prevăzută cu patru tălpi de rezemare, ceea ce permite atât creşterea stabilităţii macaralei, cât şi mărirea capacităţii de ridicare.

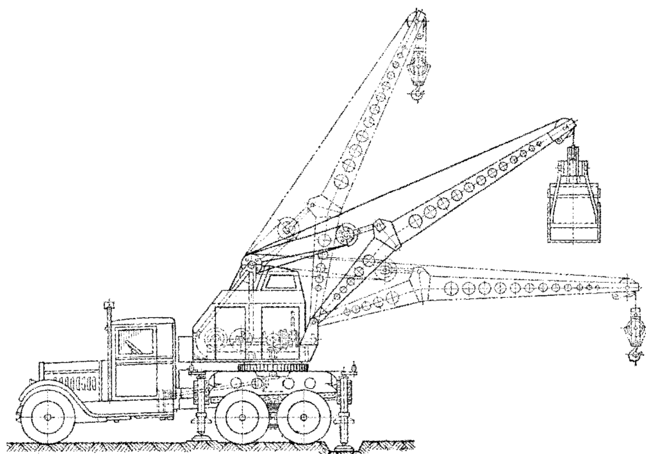


Fig. 2.98. Macara montată pe autovehicul cu roţi

Ascensoarele sunt maşini de ridicat cu acţiune intermitentă destinate pentru transportul pe verticală, a persoanelor şi a materialelor, având o cabină, un vas sau o platformă, care se deplasează pe glisiere.

Ascensoarele se pot clasifica după mai multe criterii:

● după viteza nominală avem: ascensoare cu viteză mică (sub 0,4 m/s), cu viteză mijlocie (0,4-0,8 m/s), viteză mare (0,8-1,5 m/s) şi viteză foarte mare (peste 1,5 m/s);

● după sistemul de comandă avem cu comandă exterioară, cu comandă interioară şi cu comandă mixtă;

● după forma golului în care se deplasează: puţuri complet închise (beton, zidărie) şi puţuri semiînchise (construcţii metalice, plase de sârmă);

● după regimul de lucru: cu regim uşor (până la 30 de porniri pe oră), cu regim mijlociu (între 30-60 porniri pe oră), cu regim greu (între 60-120 porniri pe oră) şi cu regim foarte greu (peste 120 porniri pe oră).

Ascensoarele pot fi cu cabină (pentru persoane şi materiale) şi cu skip (vas cu autogolire) pentru materiale vărsate.

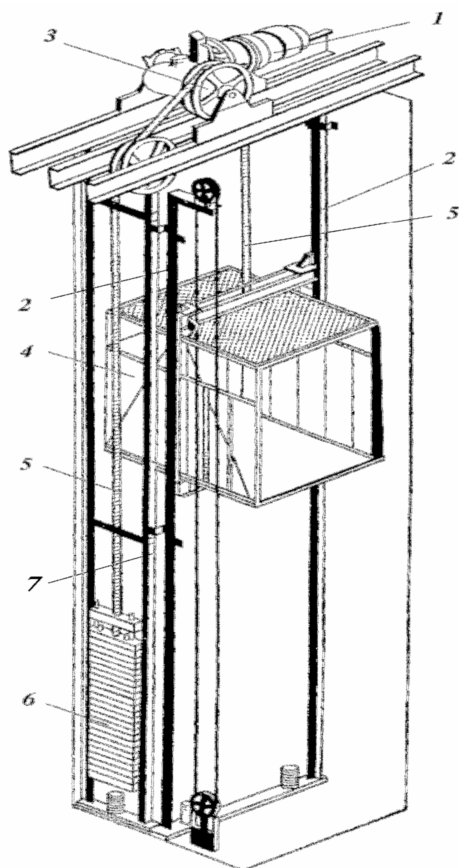


Fig. 2.99. Ascensor cu cabină

Părţile principale ale ascensorului (fig. 2.99.) sunt grupul de acţionare 1, glisierele (ghidajele) cabinei 2, troliul 3, cabina sau platforma 4, organul flexibil de tracţiune (cablu) 5, contragreutatea 6 şi ghidajul contragreutăţii 7.

Pentru a evita blocarea mişcării, atât cabina, cât şi contragreutatea se deplasează pe glisiere sau ghidaje, fiind echipate cu patine de ghidare.

Contragreutatea este folosită pentru a echilibra cabina şi o parte din sarcina de ridicat, reducând astfel şi încărcarea motorului electric.

Organul de acţionare al ascensoarelor poate fi tobă de cablu, pentru înălţimi de ridicare mici sau roată de fricţiune, pentru înălţimi de ridicare mari.

Cablul din oţel folosit la construcţia ascensoarelor se verifică la forţa maximă de rupere:

$$F_r = k\frac{Q+Q_0}{n} \qquad (2.99.)$$

unde Q este sarcina maximă de ridicat, Q_0 este greutatea proprie a cabinei şi a cablului, n este numărul ramurilor de cablu de care este suspendată cabina, iar k este un coeficient de siguranţă cu valori cuprinse între 8 – 14, în funcţie de viteza de ridicare şi coborâre a cabinei.

Tot din considerente de siguranţă, ascensoarele sunt echipate cu dispozitive speciale de prindere în cazul ruperii cablului (se blochează mişcarea cabinei pe glisiere), respectiv cu regulatoare de viteză (dispozitive obligatorii la ascensoarele de persoane). La acestea se adaugă frânele cu saboţi şi alte sisteme de frânare, necesare exploatării ascensoarelor.

III. MAŞINI ŞI INSTALAŢII DE TRANSPORT CONTINUU

Spre deosebire de instalaţiile descrise în capitolele precedente şi care erau caracterizate prin faptul că aveau o acţiune intermitentă, instalaţiile de transport continuu asigură transportul fără întrerupere al unui flux continuu de sarcini (care pot fi materiale vărsare, sarcini individuale şi uneori persoane), între două puncte situate la acelaşi nivel sau la nivele diferite. Ele poartă denumirea de conveioare sau preferabil, transportoare.

Din punct de vedere al principiului lor de funcţionare aceste instalaţii pot fi împărţite în două categorii:

► transportoare cu organ flexibil de tracţiune (transportoare cu bandă, cu raclete, cu cupe, elevatoare, transportoare suspendate, etc.);

► transportoare fără organ flexibil de tracţiune (transportoare melcate, cu role, gravitaţionale, inerţiale, pneumatice, etc.).

La transportoarele din prima categorie, organul flexibil de tracţiune poate fi în acelaşi timp şi purtătorul sarcinii, un exemplu fiind transportorul cu bandă la care banda de lucru serveşte atât la tracţiunea unor organe care poartă sarcina, cât şi la susţinerea sarcinii. Transportoarele fără organ flexibil de tracţiune realizează deplasarea sarcinii prin diferite moduri, variate şi care vor fi studiate pentru fiecare caz în parte.

Din punct de vedere al direcţiei de mişcare, fiecare din cele două categorii de mai sus se pot subdivide în:

● transportoare care lucrează mai ales pe orizontală sau care urcă şi coboară sub un unghi redus, mai mic decât unghiul de alunecare a materialului transportat

● transportoare care lucrează mai ales pe verticală sau cu înclinări mici faţă de verticală;

● transportoare care pot lucra sub orice unghi, realizând trasee complexe în spaţiu.

Instalaţiile de transport continuu au un rol determinant în mecanizarea şi automatizarea proceselor de producţie. În general, aceste instalaţii cuprind, în afară de maşina propriu-zisă de transportat, diferite echipamente auxiliare: dispozitive de încărcat, dispozitive de descărcat, echipamente de cântărit, buncăre de depozitare şi repartizare sau dozare a materialului.

Transporturile efectuate de aceste instalaţii pot fi exterioare (între vagon şi depozit sau între depozit şi punctul de lucru ori interioare (în atelierele de lucru, caz în care materialul poate suferi şi o operaţie tehnolo-
gică, cum ar fi uscarea acestuia).

Transporturile interioare între unele operaţii sunt efectuate şi de către maşini de transport fără şine, care lucrează la acelaşi nivel (electrocare) sau combină transportul cu ridicarea sau coborârea (electrostivuitoare, motostivuitoare).

3.1. Productivitatea transportoarelor

Prin productivitatea unui transportor se înţelege cantitatea de material transportată în unitatea de timp, exprimată în t/h sau kg/h.

Dacă pe fiecare metru liniar al transportorului în mişcare se află *q* kilograme de material (*q* se mai numeşte şi sarcina liniară, în kg/m), iar viteza de înaintare a materialului este *v*, în m/s, atunci transportorul va realiza o productivitate orară:

$$Q = \frac{1}{1000} 3600 \cdot q \cdot v = 3{,}6 \cdot q \cdot v \text{, în t/h} \qquad (3.1.)$$

Dacă în locul unui material vărsat se transportă sarcini individuale de *G* kilograme fiecare, situate la distanţa de *a* metri între ele, productivitatea orară va fi:

$$Q = 3{,}6 \cdot q \cdot v = 3{,}6 \cdot \frac{G}{a} v \text{, în t/h} \qquad (3.2.)$$

Productivitatea poate fi mărită prin creşterea vitezei de transport v sau a sarcinii liniare q. Timpul de trecere a două sarcini individuale consecutive este $t = a / v$, astfel că se poate exprima productivitatea în numărul de bucăţi pe oră:

$$n = \frac{3600}{t} = 3600\frac{v}{a}\text{, în buc./h} \qquad (3.3.)$$

Toate relaţiile stabilite sunt calculate în condiţii de lucru ideale, când avem un strat continuu şi uniform de materiale sau de sarcini individuale. În realitate, condiţiile de lucru diferă şi ca urmare productivitatea de calcul teoretic trebuie raportată la productivitatea medie, corectată de un coeficient de neuniformitate ($k = 1,1 - 1,5$):

$$Q_{calc} = Q_{med} \cdot k \qquad (3.4.)$$

3.2. Organele flexibile de tracţiune

O parte a transportoarelor şi diferitele variante ale acestora au ca element comun un organ flexibil de tracţiune, care poate fi:

- ■ o bandă textilă, din cauciuc, din materiale plastice, din oţel sau împletitură de sârmă;
- ■ unul sau mai multe lanţuri în paralel;
- ■ unul sau mai multe cabluri în paralel.

Benzile pentru transportoare trebuie să corespundă unor cerinţe specifice precum ar fi:

- ► rezistenţă mare la întindere pentru a putea prelua forţa de tracţiune;
- ► elasticitate suficientă pentru a putea suporta un număr mare de îndoiri, la trecerea peste role;
- ► să nu se alungească mult în timpul exploatării;
- ► să fie rezistente la abraziune din partea materialului şi la umiditate, eventual intemperii;
- ► să reziste la acţiunea chimică a produselor alimentare;
- ► să fie uşor de înnădit şi reparat în caz de rupere.

Benzile textile corespund doar primelor trei cerinţe, fapt care a dus la o folosite limitată a acestora şi doar în condiţii protejate.

Benzile de cauciuc corespund cel mai bine cerinţelor impuse şi de aceea sunt cele mai utilizate. Constructiv, banda este armată cu un număr de inserţii care constau fie din straturi de pânză specială (ţesătură de bumbac sau de fibre textile), fie din cabluri de cord (cabluri textile speciale), ori din fire de oţel, pentru a-i mări rezistenţa la tracţiune.

Cauciucul protejează inserţiile de agenţii atmosferici şi dă ansamblului benzii elasticitatea necesară. Inserţiile de pânză pot fi: tăiate la lăţime şi suprapuse (fig. 3.1.a); înfăşurate din mai multe bucăţi (fig. 3.1.b) sau dintr-o singură bucată (fig. 3.1.c); reduse treptat la mijlocul benzii (fig. 3.1.d) pentru a o face mai elastică în cazul în care lucrează sub formă de jgheab; cu un strat de azbest pentru protecţia contra sarcinilor calde (fig. 3.1.e); întărite în axa neutră a benzii cu cabluri de cord sau din sârmă de oţel (fig. 3.1.f).

Deoarece benzile sunt realizate în rulouri de până la 100 m, capetele benzilor trebuie înnădite, pentru a realiza un traseu închis de lungime necesară. Înnădirea benzilor de cauciuc se poate face pe cale mecanică (prin plăci cu nituri sau balamale nituite) dar mai ales prin vulcanizare.

Calculul benzilor de cauciuc urmăreşte stabilirea greutăţii proprii şi a numărului de inserţii, respectiv a forţei de rupere.

Greutatea proprie a benzii se determină cu relaţia aproximativă:

$$q_B = 1{,}1 \cdot B(1{,}25 \cdot i + S_1 + S_2) \qquad (3.5.)$$

unde B este lăţimea benzii;

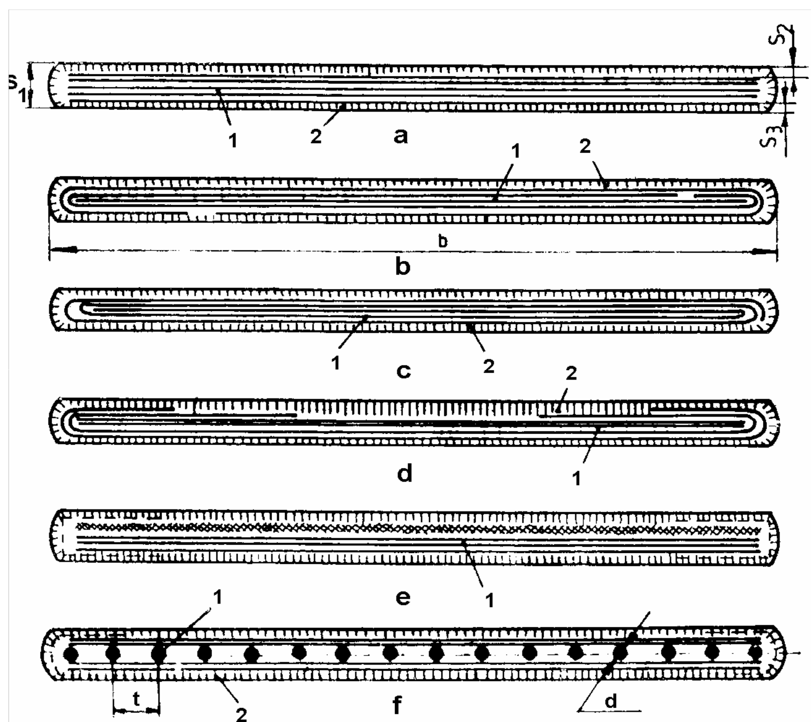


Fig. 3.1. Tipuri constructive de benzi transportoare din cauciuc

i – numărul inserţiilor;

S_1 – grosimea stratului de cauciuc de pe suprafaţa de lucru;

S_2 – grosimea stratului de cauciuc pe suprafaţa de sprijin.

Numărul de inserţii necesar rezultă din relaţia:

$$i = \frac{c \cdot S_{\max}}{100 \cdot B \cdot K_r} \qquad (3.6.)$$

în care *c* este coeficient de siguranţă (are valori cuprinse între 9 – 11, în funcţie de numărul de inserţii);

S_{max} – forţa maximă de tracţiune la care este supusă banda;

K_r – forţa de rupere a unei inserţii pe un centimetru de lăţime.

Benzile din materiale plastice sunt destinate transportului produselor alimentare şi ele se realizează din în funcţie de specificul fiecărei linii tehnologice din care fac parte, ca materiale se utilizându-se poliamida, poliuretanul, policlorură de vinil, etc. Banda poate fi continuă, cu sau fără armături, având suprafaţa netedă sau cu striaţii pentru mărirea aderenţei (fig. 3.2.a) sau formată din elemente articulate (fig. 3.2.b), care asigură o mai mare flexibilitate în plan transversal.

Tot din materiale plastice se realizează şi unele transportoare din liniile de umplere şi ambalare a produselor alimentare şi care, prin forma elementelor articulate (fig. 3.3.), permit realizarea unor trasee complexe.

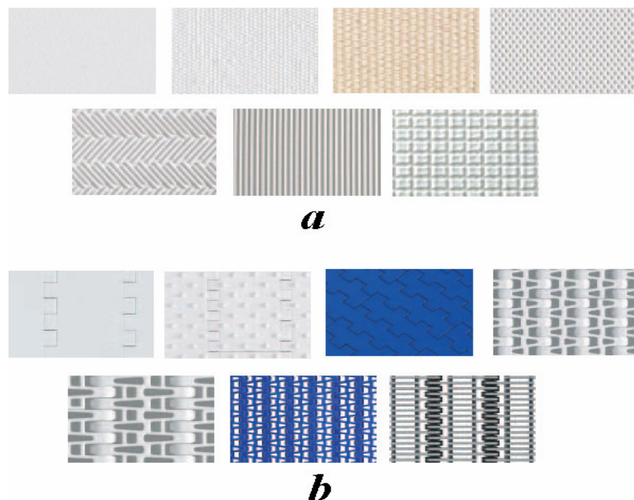


Fig. 3.2. Benzi din materiale plastice

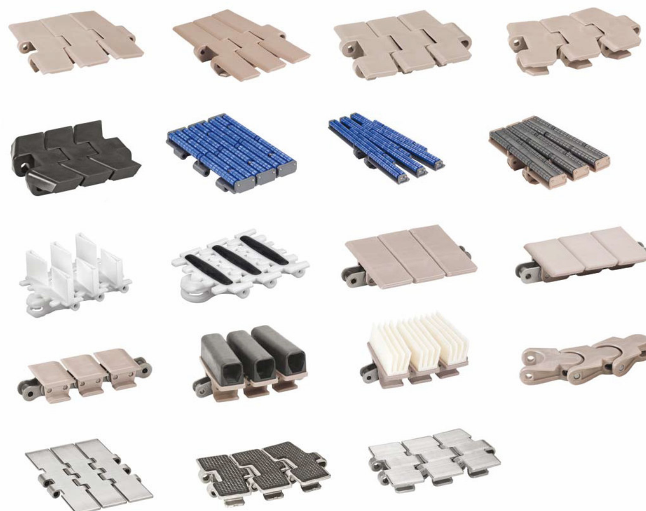


Fig. 3.3. Elemente articulate din construcţia transportoarelor

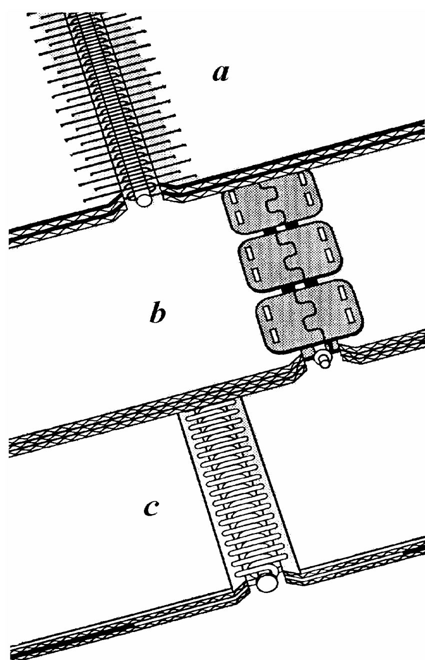


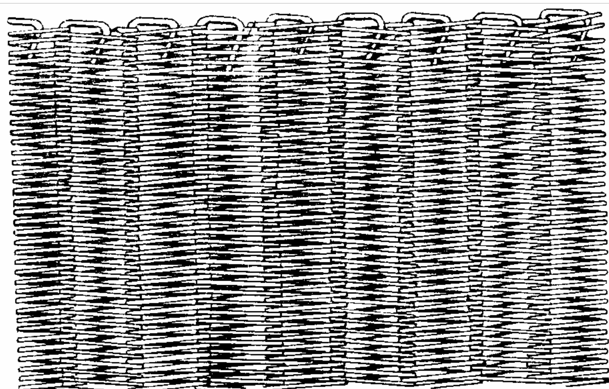
Fig. 3.4. Îmbinarea benzilor

Benzile din cauciuc, ca şi unele benzi din materiale plastice, sunt realizate sub formă de rulouri cu lungime de până la 100 – 120 m, fapt care impune tăierea şi îmbinarea lor la lungimea necesară. Benzile din cauciuc, de regulă, se vulcanizează iar cele din materiale plastice se îmbină prin lipire, cusut (fig. 3.4.a), cu agrafe (fig. 3.4.c) sau cu balamale (fig. 3.4.b).

Benzile de oţel sunt confecţionate prin laminare la rece în grosimi de 0,6-1 mm şi lăţimi de până la 1 m. Benzile de oţel prezintă unele avantaje faţă de cele din cauciuc precum: rezistenţă mare la întindere şi la rupere, preţ de cost scăzut, performanţe superioare. Ca dezavantaje se pot menţiona: elemente speciale de acţionare, mai scumpe şi faptul că laminarea benzii este destul de grea.

Ca urmare a faptului că aceste benzi sunt flexibile doar în plan longitudinal, ele nu pot funcţiona în formă de jgheab precum cele din cauciuc.

O variantă de bandă din oţel este cea de tipul plasă (fig. 3.5.) şi care se foloseşte la cuptoarele tunel de coacere a unor produse de panificaţie sau la uscătoare.



Lanţurile folosite în construcţia transportoarelor sunt de următoarele tipuri: lanţuri sudate, lanţuri turnate, lanţuri cu eclise şi bolţuri şi lanţuri forjate, demontabile.

Fig. 3.5. Bandă din împletitură de sârmă

Lanţurile sudate sunt la fel ca cele folosite la maşinile de ridicat. Au avantajul că prezintă flexibilitate pe toate direcţiile şi de aceea sunt folosite la transportoarele cu traseu curbat în spaţiu. În schimb, au suprafaţa de contact mică şi care se uzează repede, fapt ce determină o creştere cu timpul a pasului, provocând dificultăţi la angrenarea cu organele de acţionare.

Lanţurile turnate, executate de regulă din fontă maleabilă, au avantajul că sunt ieftine dar siguranţa în exploatare este redusă ca urmare a dificultăţii de depistare a defectelor de turnare. Unele zale sunt prevăzute din turnare cu urechi de prindere a racleţilor sau a plăcilor transportorului, fapt ce simplifică mult construcţia acestuia.

Lanţurile cu eclise folosite în construcţia transportoarelor pot fi de tip Galle, lanţuri cu bucşe şi lanţuri cu bucşe şi role.

Lanţurile forjate demontabile (fig. 3.6.) au fost concepute pentru a uşura execuţia, dar şi pentru a conferi siguranţă în exploatare. Lanţul demontabil cuprinde zale exterioare 1, zale interioare 3 şi bolţuri cu două capete 2, aceste elemente fiind executate numai prin forjare în matriţe.

Roţile de acţionare pentru lanţuri se execută astfel: pentru lanţuri sudate ca în figura 3.7, pentru lanţuri cu eclise fără role în formă poligonală ca în figura 3.8. iar pentru lanţuri cu eclise şi role cu dantură ca în figura 3.9.

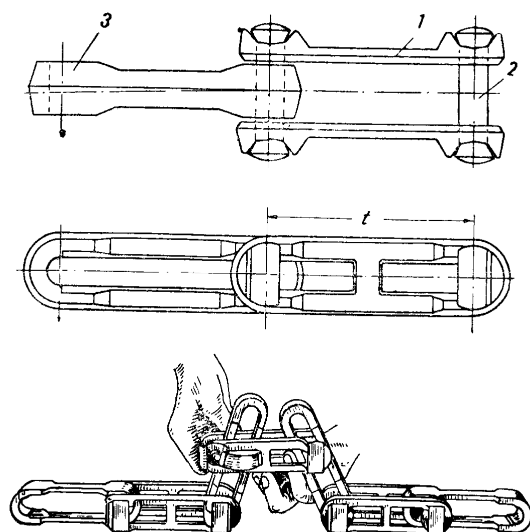


Fig. 3.6. Lanţ forjat demontabil

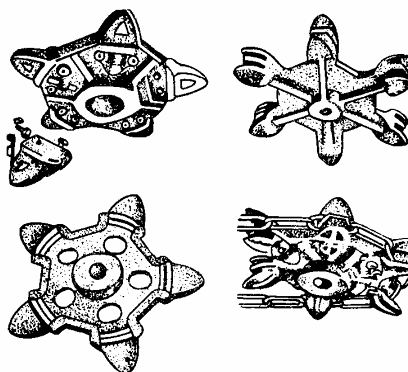


Fig. 3.7. Roţi de acţionare a lanţurilor

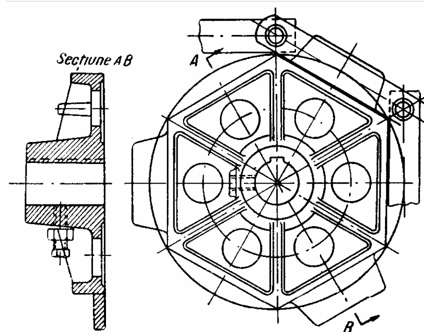


Fig. 3.8. Roată de acţionare a lanţurilor cu eclise fără role

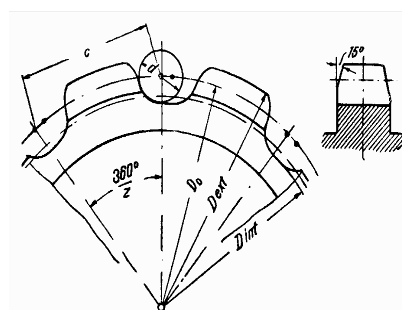


Fig. 3.9. Roată de acţionare a lanţurilor cu eclise şi role

La angrenarea lanţului cu roata de acţionare apar unele fenomene dinamice, diferite de înfăşurarea şi desfăşurarea unei benzi de transportor pe toba de acţionare, care se produce cu viteză constantă $R\omega$ dacă viteza unghiulară este constantă. Lanţul este acţionat de o roată cu z

dinţi sau laturi şi nu va avea o viteză constantă, chiar dacă roata de acţionare se roteşte cu viteză unghiulară constantă.

Pentru studiu se consideră roata pentagonală *ABCDEF* din figura 3.9. care acţionează lanţul cu pasul *p*, egal cu latura pentagonului.

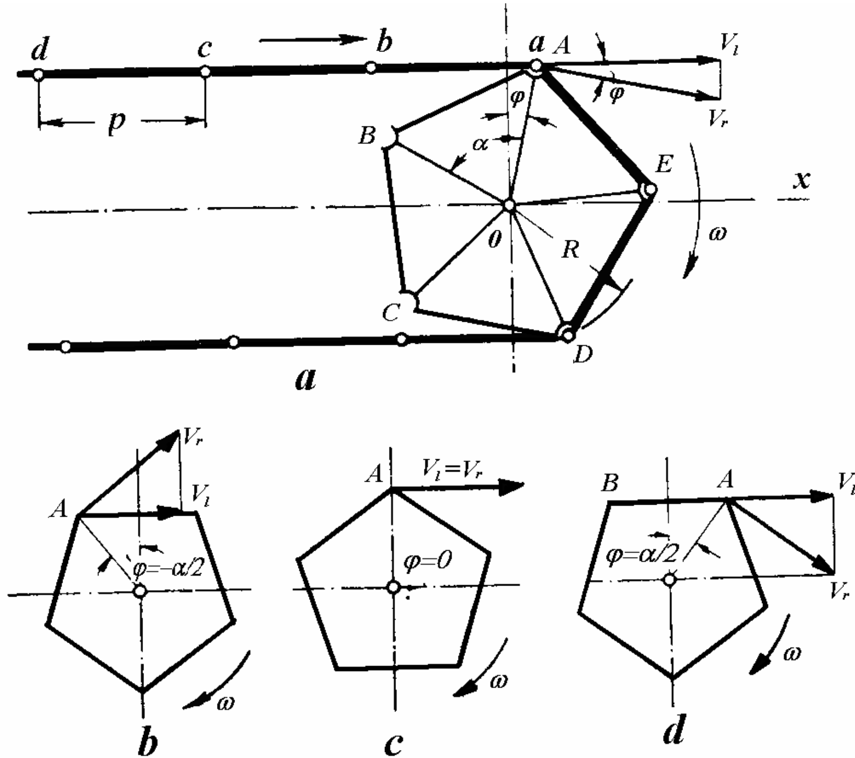


Fig. 3.10. Modul real de angrenare a lanţului cu roata de acţionare

Pe măsură ce roata se învârteşte, vârfurile *A, B, C*, etc. ale roţii vin succesiv în contact cu articulaţiile *a*, *b*, *c*, etc. ale lanţului. De câte ori unul din vârfurile roţii, de exemplu *A*, ajunge în poziţia din fig. 3.10.d, se produce contactul vârfului următor *B* cu articulaţia *b*, care la rândul ei descrie un drum din poziţia 3.10.b până în poziţia din fig. 3.10.d, după care intră în contact *C* cu punctul şi aşa mai departe. Fiecare za a lanţului execută o mişcare ciclică, începând cu intrarea în contact cu lanţul a unuia din colţurile roţii şi până la intrarea în contact a vârfului următor.

Roata, aflându-se la un moment dat în poziţia din fig. 3.10.a, caracterizează poziţia vârfului *A* prin unghiul φ, măsurat de la axa verticală *Oy*. Din poziţiile 3.10.b – d se observă că acest unghi poate varia de la valoarea $-\alpha/2$ până la $+\alpha/2$ (în cazul pentagonului de la $-\alpha/5$ la $+\alpha/5$).

Chiar dacă în timpul rotirii roţii zalele lanţului aflate în apropierea roţii îşi schimbă periodic şi depărtarea faţă de axa *Ox* (fig. 3.10.a), această oscilaţie este mai puţin importantă şi se neglijează, considerând numai mişcarea lanţului paralel cu axa *Ox*.

Roata având viteza unghiulară constantă, vârful roţii *A* va avea viteza:

$$v_r = R\omega = R\frac{d\varphi}{dt} \qquad (3.7.)$$

dirijată perpendicular pe raza *R*, iar lanţul va înainta paralel cu *Ox* cu viteza:

$$v_l = v_r\cos\varphi = R\cos\varphi\frac{d\omega}{dt} = R\omega\cos\varphi \qquad (3.8.)$$

Deoarece φ este variabil între limitele de mai sus şi viteza va oscila în timp, astfel că lanţul va avea o acceleraţie:

$$a_l = \frac{dv_l}{dt} = -R\sin\varphi\left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2 = -R\omega^2\sin\varphi \qquad (3.9.)$$

Ca urmare, rezultă că viteza lanţului variază în timpul trecerii unei zale după un segment de cosinusoidă de la $-\alpha/2$ la $+\alpha/2$, apoi zaua următoare după un alt segment de cosinusoidă, etc., astfel că diagrama vitezei lanţului este compusă dintr-o succesiune de astfel de segmente de cosinusoidă, luate de la $-\pi/z$ la $+\pi/z$, valoarea maximă a vitezei fiind corespunzătoare lui $\varphi = 0$ (poziţia din fig. 3.10.c).

Acceleraţia lanţului variază tot ciclic după o succesiune de segmente de sinusoidă, valoarea maximă negativă fiind caracterizată de unghiul $\varphi = +\pi/z$, iar cea maximă pozitivă pentru unghiul $\varphi = -\pi/z$.

Deoarece trecerea de la $+\pi/z$ la $-\pi/z$ se face instantaneu (vârful *B* al roţii intră în contact cu lanţul în momentul când *A* ajunge în poziţia $\varphi = \pi/z$), acceleraţia trece brusc de la valoarea maximă negativă la valoarea maximă pozitivă. Diagrama vitezei şi acceleraţiei este prezentată în figura 3.11.

Acceleraţia lanţului are ca valoare maximă:

$$a_{\max} = \pm R\omega^2 \sin\frac{\pi}{z} \qquad (3.10.)$$

Roata de acţionare având $\omega/2\pi$ rotaţii pe secundă, viteza medie de înaintare a lanţului va fi:

$$v_l = zp\frac{\omega}{2\pi} \qquad (3.11.)$$

Din această relaţie rezultă viteza unghiulară a roţii:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot v_{l_{med}}}{zp} \qquad (3.12.)$$

Cum $\sin\frac{\pi}{z} = \frac{p}{2R}$ rezultă:

$$a_{l_{med}} = \pm 2\pi^2 p\left(\frac{v_{l_{med}}}{zp}\right)^2 = \pm\frac{2\pi^2 v_{l_{med}}^2}{z^2 p}\text{, în m/s}^2 \qquad (3.13.)$$

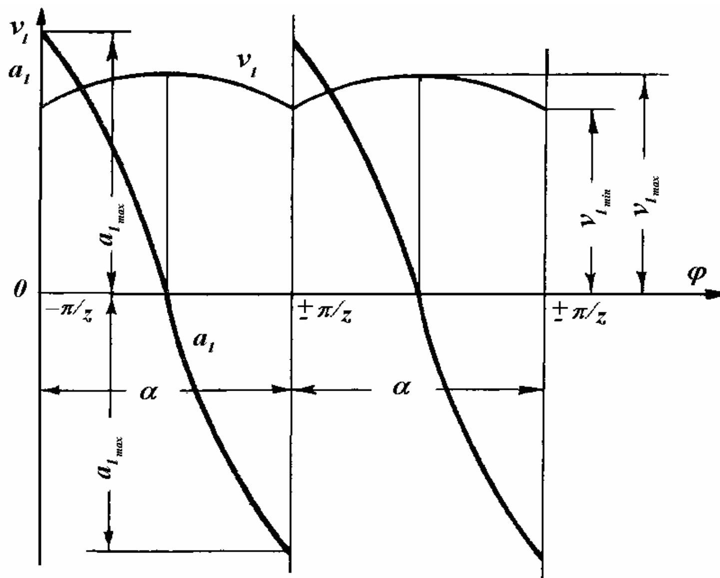


Fig. 3.11. Diagrame vitezei şi acceleraţiei lanţului

Acceleraţia mişcării lanţului este proporţională cu pasul lanţului şi cu pătratul vitezei liniare medii a lanţului, deci şi cu pătratul turaţiei roţii de acţionare şi invers proporţional cu perimetrul *zp* al roţii.

Trecerile bruşte de la o acceleraţie negativă la una pozitivă este echivalentă cu un şoc, iar la calculul de rezistenţă acest lucru se materializează prin faptul că cele două acceleraţii maxime se suprapun şi aici apare un coeficient de şoc egal cu 2. În total se calculează un salt de acceleraţie de $3a_{lmax}$. Dacă *m* este masa lanţului care suferă şocul, forţa dinamică din lanţ va fi:

$$S_{din} = 3m \cdot a_{l_{max}} \quad (3.14.)$$

Masa lanţului se consideră ca fiind masa lanţului propriu-zis (cu ramura încărcată şi cea neîncărcată), la care se adaugă masa racletelor, a plăcilor, etc şi masa încărcăturii de pe ramura încărcată.

În calculele practice se procedează astfel:

● pentru transportoare mai mici de 25 m lungime, se ia în calcul masa întregului lanţ pe ambele ramuri plus masa încărcăturii;

● pentru transportoare cu lungimea cuprinsă între 25 – 60 m, se ia în calcul masa întregii ramuri încărcate plus jumătate din ramura descărcată a transportorului;

● pentru transportoare cu lungimea mai mare de 60 m, se ia în calcul numai masa ramurii încărcate a transportorului.

Pentru a elimina dezavantajul prezentat şi a obţine o mişcare uniformă a lanţului, s-au încercat diverse mecanisme de compensare care, prin construcţia lor încercau obţinerea unei viteze unghiulare variabile periodic, rezultatele fiind acceptabile dar construcţia unor asemenea mecanisme a făcut ca ele să nu se extindă în practică.

Calculul de rezistenţă a lanţurilor de tracţiune prevede verificarea lanţurilor sudate, cu eclise şi bucşe şi cu eclise fără bucşe, la rupere cu sarcina dinamică stabilită.

3.3. Transportoare cu organ flexibil de tracţiune

Transportoarele cu organ flexibil de tracţiune pot fi clasificate după direcţia de transport şi organul care poartă sarcina astfel:

● pentru transportul pe orizontală sau cu o înclinare mai mică decât unghiul de alunecare al materialului: transportoare cu bandă, cu plăci, cu raclete, cu lanţ, cu palete;

● pentru transportul pe orizontală şi pe verticală: transportoare cu cupe;

● pentru transportul pe verticală sau cu înclinări apropiate de verticală: elevatoare cu cupe, cu şicane, cu leagăne;

● pentru transportul pe orice direcţie în spaţiu: transportoare suspendate, transportoare cu noduri.

Tot în categoria transportoarelor cu organ flexibil de tracţiune mai intră aruncătoarele (transportoare cu bandă care aruncă materialul la o anumită distanţă) şi instalaţiile de screper, care constituie un caz particular de transportor cu un raclete.

3.3.1. Transportoare cu bandă

Construcţia transportoarelor cu bandă este în principiu aceiaşi, chiar dacă organul flexibil de tracţiune este o bandă din cauciuc cu inserţii textile, din oţel sau din împletitură de sârmă. Principalele părţi componente ale unui transportor cu bandă sunt prezentate în figura 3.12.

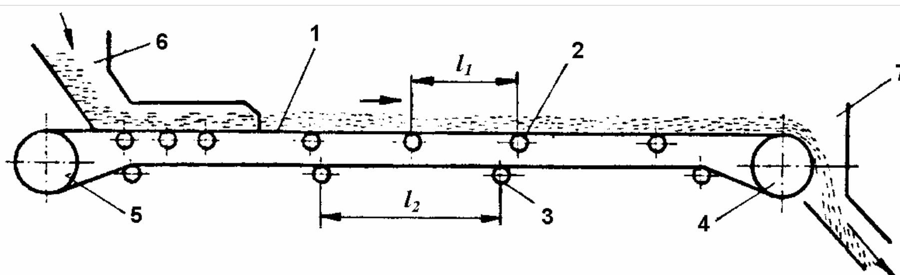


Fig. 3.12. Transportor cu bandă: 1- bandă de transport; 2- role de reazem superioare; 3- role de reazem inferioare; 4- tambur de antrenare; 5- tambur de întindere; 6- dispozitiv de încărcare; 7- dispozitiv de descărcare.

În funcţie de condiţiile de lucru, transportoarele cu bandă mai pot fi prevăzute cu dispozitive de curăţire a benzii, de cântărire, de frânare sau blocare, etc.

Transportorul poate fi orizontal, ca în figura 3.12. sau poate fi şi înclinat pe toată lungimea ori pe o porţiune din ea (fig. 3.13.).

Din punct de vedere al utilizării benzii, transportoarele pot fi:

► cu bandă plată, când se foloseşte la transportul de sarcini individuale (fig. 3.14.a);

► cu bandă în formă de jgheab, banda fiind îndoită numai pe ramura încărcată, caz în care se transportă mai mult material decât la banda plată şi de regulă material vrac (fig. 3.14.b.).

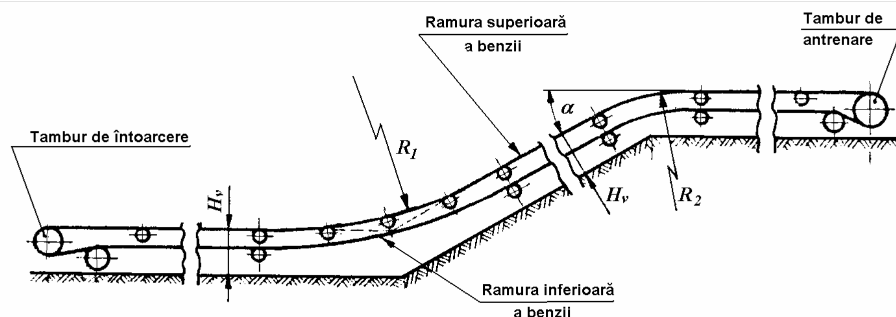


Fig. 3.13. Transportor cu bandă cu traseu înclinat

Organele de rezemare asigură susţinerea benzilor atât pe ramura încărcată, cât şi pe cea de întoarcere. Banda poate fi rezemată pe tabliere, role sau combinaţii de tabliere cu role, dar din cauza încălzirii la frecarea cu tablierele, rolele sunt cel mai frecvent folosite în construcţia transportoarelor.

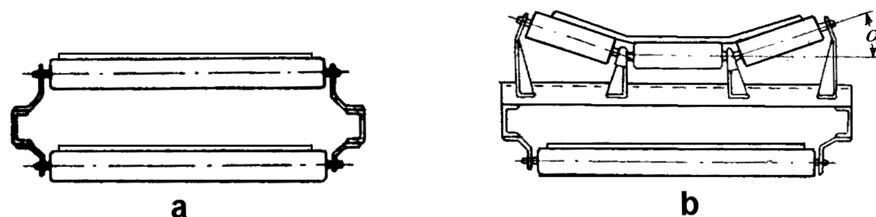


Fig. 3.14. Transportor: a- cu bandă plată; b- cu bandă sub formă de jgheab

În practică se pot realiza şi alte variante de susţinere a benzilor, iar în funcţie de flexibilitatea lor secţiunea transversală a materialului vrac poate avea diverse forme (fig. 3.15.), de la simplu tăblier la forma de cerc.

Pentru centrarea benzilor transportoare ele se dispun ca în figura 3.14.b dar cu un unghi oarecare α faţă de direcţia de mers a acestora (fig. 3.16.) şi în toate punctele de contact dintre rolă şi bandă vor apare:

● o viteză de translaţie a benzii v_b;

● o viteză periferică a rolei v_r;

● o viteză relativă a benzii faţă de rolă v^*.

Din triunghiul vitezelor, viteza relativă are valoarea:

$$v^* = v_b \sin\alpha \tag{3.15.}$$

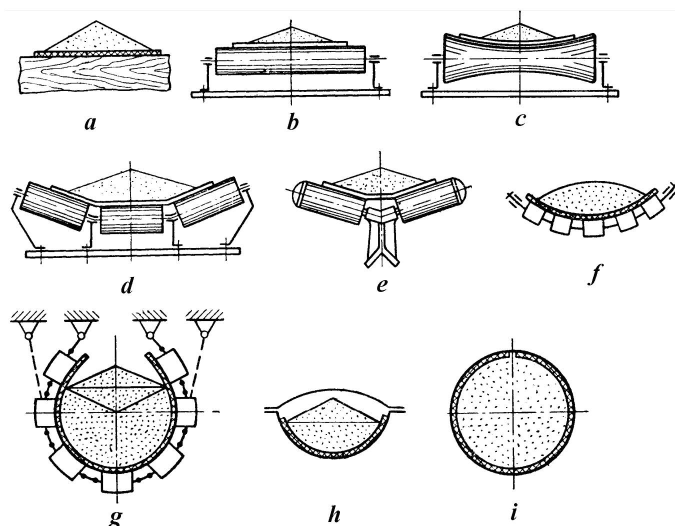


Fig. 3.15. Organe de rezemare a benzilor: a- tăblier de lemn; b- rolă cilindrică; c- rolă profilată; d- jgheab cu trei role; e- jgheab cu două role; f- jgheab semicircular cu role înguste; g- jgheab circular cu rola înguste; h- jgheab semicircular închis; i- jgheab circular închis.

Astfel cele două role ale jgheabului vor da naştere la două viteze relative egale şi de sens contrar care, vor duce la centrarea benzii pe poziţie simetrică pe axa longitudinală. Orice deviere de la această poziţie va face ca componenta vitezei relative dinspre rola pe care banda tinde să devieze, să fie mai mare decât pe cealaltă rolă, având ca rezultat readucerea pe poziţia de simetrie când cele două viteze relative sunt egale.

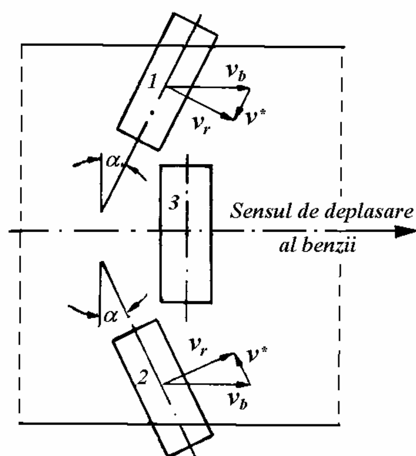


Fig. 3.16. Montajul rolelor de centrare

Acţionarea transportoarelor cu bandă se face prin intermediul tobelor de acţionare, pe care banda se înfăşoară cu un anumit unghi şi este antrenată prin frecare. Ele pot fi executate din construcţie sudată iar suprafaţa cilindrică poate fi acoperită cu diverse materiale pentru mărirea aderenţei (şipci de lemn, un strat de cauciuc fixat prin şuruburi de tobă sau vulcanizat, mase plastice, etc.). Când nu au un strat aderent, tobele se execută sub formă uşor bombată, fapt ce asigură centrarea benzii în timpul funcţionării.

Deoarece transmit benzii forţa de acţionare, folosind frecarea dintre tobă şi bandă, din relaţia lui Euler se poate scrie:

$$S_{\inf} = S_{desf} e^{\mu\alpha} \tag{3.16.}$$

în care $S_{înf}$ este forţa din ramura care se înfăşoară pe tobă (fig. 3.17.);

S_{desf} – forţa din ramura care se desfăşoară pe tobă;

μ- coeficientul de frecare dintre tobă şi bandă;

α- unghiul de înfăşurare al benzii pe toba de acţionare.

Relaţia de mai sus dă valoarea maximă posibilă a forţei din ramura de înfăşurare, dar în practică acesta poate fi depăşită accidental, fapt ce duce la patinarea benzii.

Cum în practică unghiul de înfăşurare util α' este mai mic decât cel teoretic şi forţa de tracţiune transmisă prin frecare benzii va fi mai mică:

$$S_{\inf} = S_{desf} e^{\mu\alpha'} \tag{3.17.}$$

Forţa periferică pe care o transmite toba de acţionare are valoarea:

$$W = S_{\inf} - S_{desf} = S_{\inf} \frac{e^{\mu\alpha'} - 1}{e^{\mu\alpha'}} \tag{3.18.}$$

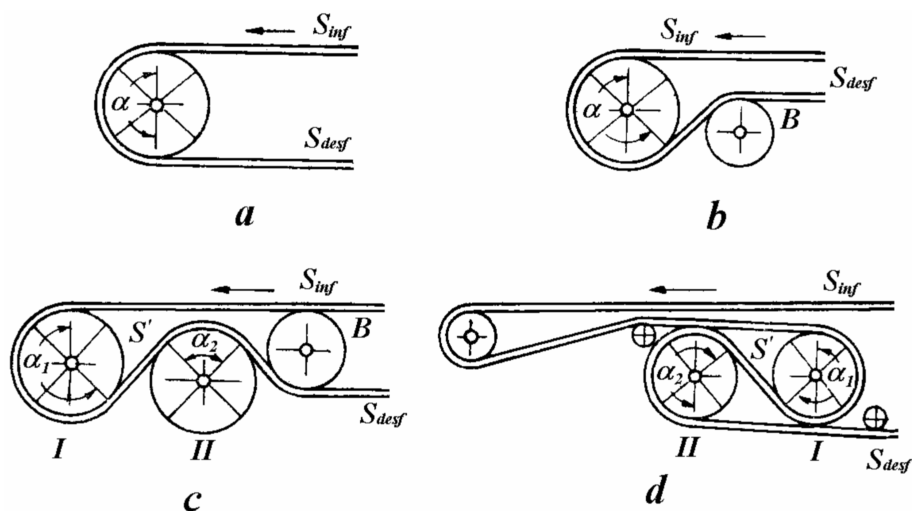


Fig. 3.17. Moduri de înfăşurare a benzii pe tobele de acţionare

Momentul la arborele tobei este $M = WR$, în care R este raza tobei. Acesta poate creşte mult în anumite condiţii precum ar fi pornirea transportorului încărcat cu material sau la opririle bruşte. Ca urmare, trebuie să existe un unghi de rezervă suficient pentru a putea acoperi aceste neajunsuri. Pentru mărirea unghiului de înfăşurare se folosesc două tobe de acţionare (fig. 3.17. c şi d), la care *S'* este forţa din bandă între cele două tobe. În acest caz se poate scrie:

$$W_1 = S_{\inf} - S' = S'\left(e^{\mu\alpha_1} - 1\right)$$
$$W_2 = S' - S_{desf} = S'\frac{e^{\mu\alpha_2} - 1}{e^{\mu\alpha_2}} \qquad (3.19.)$$

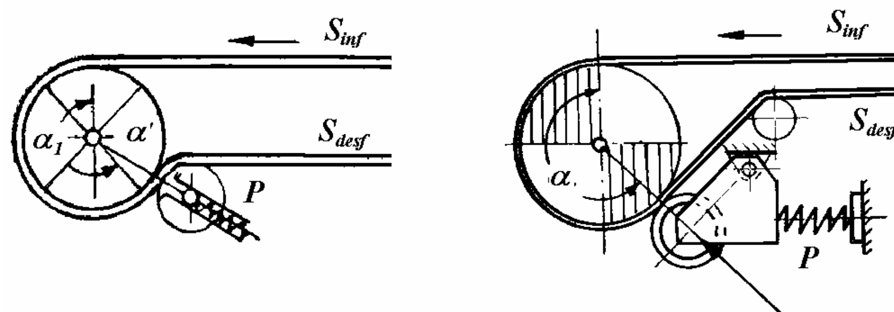


Fig. 3.18. Mecanisme cu role de presare

În afara măririi unghiului de înfăşurare şi acţionarea cu două tobe, pentru mărirea forţei periferice transmisibile se mai pot folosi şi alte metode:

► mecanisme cu role de presare (fig. 3.18.);

► mecanisme cu bandă auxiliară (fig. 3.19., fig. 3.20.).

cu role de presare pot fi cu rolă de presare care serveşte şi ca rolă de abatere a benzii sau cu rolă de presare ce funcţionează împreună cu o rolă separată de abatere a benzii.

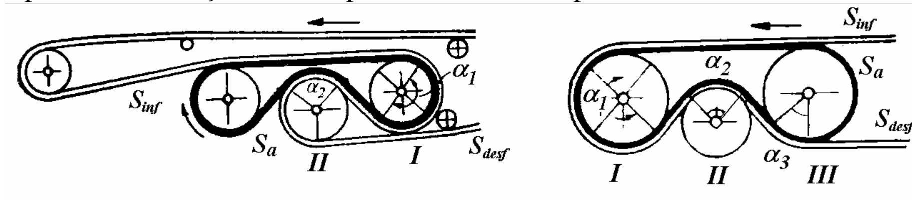
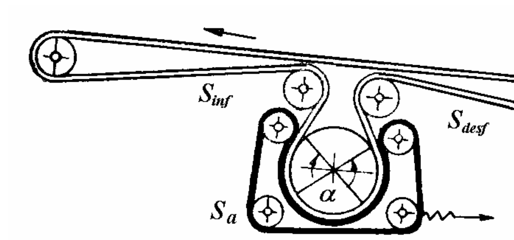


Fig. 3.19. Mecanisme cu bandă

Mecanismele de acţionare cu bandă din figura 3.18. au banda auxiliară plasată între toba de acţionare şi banda transportoare, formând pe tobă un strat cu coeficient de frecare mare.

În cazul benzii auxiliare exterioare (fig. 3.20.), notând cu S_a forţa din această bandă şi care nu-şi schimbă valoarea pe tot traseul ei, va da naştere la o forţă periferică:

$$W = S_{\inf} - S_{desf} = S_{desf}\left(e^{\mu\alpha_1} - 1\right) + S_a\left(e^{\mu\alpha_1} - 1\right) \qquad (3.20.)$$



Mecanismele cu benzi auxiliare realizează o mărire importantă a forţei W dar funcţionarea lor este condi-ţionată de starea perfectă a benzii auxiliare. Dispozitivele de întindere a benzilor permit funcţionarea transportorului cu reali- zarea forţei periferice necesare.

Fig. 3.20. Mecanism cu bandă auxiliară exterioară

Ele trebuie să preia şi alungirea permanentă pe care o suferă banda ca urmare a funcţionării îndelungate a ei.

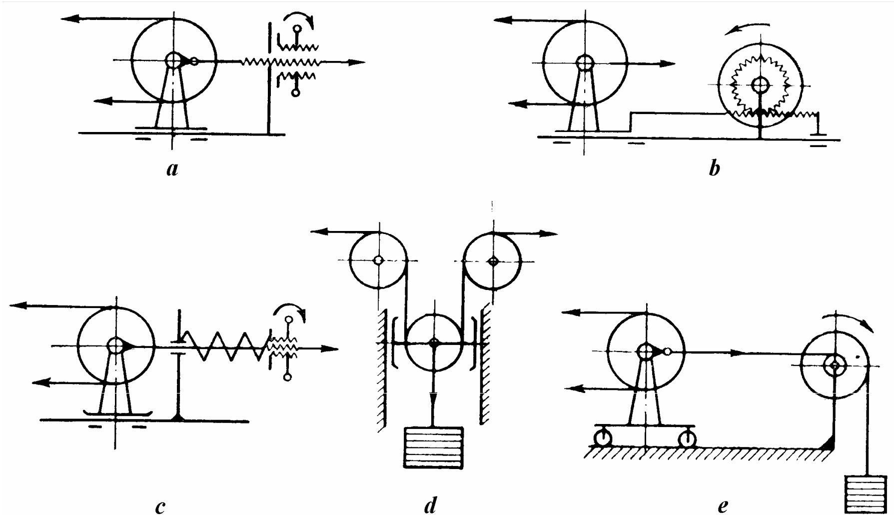


Fig 3.21. Mecanisme de întindere a benzilor: a- cu şurub; b- cu pinion şi cremalieră culisantă; c- cu şurub şi arc; d- cu greutate plasată pe traseul de întoarcere; e- cu greutate exterioară.

Din punct de vedere constructiv, dispozitivele de întindere utilizate în practică sunt două tipuri:

- cu şurub;
- cu greutăţi, cu construcţie orizontală şi verticală.

Dispozitivele de întindere cu şurub sunt plasate la extremitatea transportorului opusă acţionării şi constau dintr-o tobă de întoarcere, al cărei ax se poate deplasa orizontal şi paralel prin intermediul a două tije filetate acţionare simultan. Au construcţia simplă dar se folosesc la transportoare mai mici de 40 m, deoarece forţa de întindere a benzii variază pe măsură de banda se alungeşte sau se schimbă gradul ei de încărcare, fapt ce impune verificarea la intervale dese a întinderii benzii.

Dispozitivele de întindere cu greutăţi au toba de întindere montată pe un cărucior, care este tras de o greutate prin intermediul unui cablu de oţel. Astfel, banda este întinsă în permanenţă eliminând dezavantajul dispozitivelor de întindere cu şurub. Mai mult decât atât aceste dispozitive sunt utilizate la transportoare de lungimi mari unde pot prelua alungiri de ordinul metrilor, pentru aceasta fiind prevăzute mecanisme cu greutate verticale montate pe ramura de întoarcere, de regulă la mijlocul transportorului.

Pentru benzile de oţel se folosesc dispozitive de întindere cu şurub sau cu greutate, de construcţii asemănătoare ca în cazul benzilor de cauciuc.

Încărcarea şi descărcarea materialului pe şi de pe transportor constituie o problemă foarte importantă în vederea unei bune desfăşurări a lucrului.

Încărcarea materialului pe transportor poate avea loc, în funcţie de situaţia concretă, în următoarele moduri:

► manual, dintr-o grămadă de material aflat pe sol, lângă punctul de plecare al transportorului;

► mecanizat, dintr-o grămadă de material de pe sol;

► dintr-un alt transportor, când se lucrează cu transportoare montate în serie;

► dintr-un buncăr, iar pentru uniformizarea materialului se foloseşte un dispozitiv special numit alimentator.

Indiferent de felul cum este adus materialul în dispozitivul de încărcare al transportorului, dispozitivul trebuie să îndeplinească unele condiţii:

● să imprime materialului o direcţie de mişcare şi o viteză cât mai apropiată de viteza benzii;

● să ferească banda de lovituri din partea particulelor de material mai mari sau cu forme ascuţite;

● să împiedice căderea materialului pe tobele şi rolele transportorului sau dezvoltarea prafului;

● la transportoarele în cascadă să împiedice inundarea cu material dacă transportorul se opreşte dintr-un motiv oarecare.

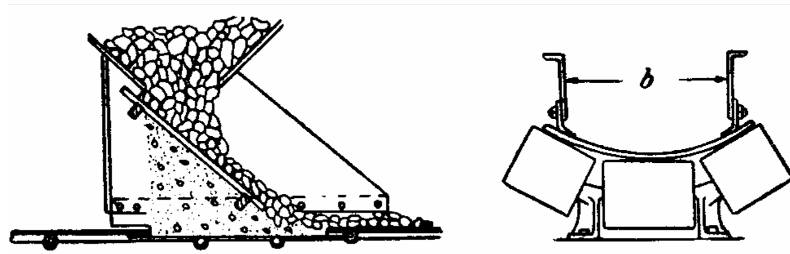


Fig. 3.22. Dispozitiv de încărcare

Pe zona de încărcare este prevăzută o masă pentru sprijinirea benzii, formată de obicei din role de susţinere dispuse apropiat. Pâlnia de încărcare (fig. 3.22.) are peretele din spate sub un unghi care nu depăşeşte unghiul de frecare al materialului (30-45^o). Dacă materialul este format din particule cu granulaţie mult diferită, fundul înclinat al pâlniei este sub formă de grătar, prin care se scurg particulele mici ce formează un pat protector pe bandă, pe care se aşează particulele mai mari. Pâlnia este continuată cu două borduri dispuse de o parte şi de alta a benzii, cu lungimea de 1-2,5 m în funcţie de viteza şi lăţimea benzii. Pentru obturarea flexibilă, partea inferioară a bordurilor este realizată din cauciuc. Depărtarea dintre borduri se ia de circa 0,7-0,8 din lăţimea benzii.

Pe porţiunea dintre cele două borduri se produce o accelerare a materialului datorită antrenării prin frecare a acestuia cu banda. O particulă de masă m este antrenată de o forţă de frecare $mg\mu$, şi capătă acceleraţia $g\mu$; presupunând că $v_o = v/4$, drumul necesar pentru accelerarea de la viteza $v/4$ la viteza v va fi:

$$s = \frac{1}{2g\mu}\left(v^2 - \frac{v^2}{16}\right) \tag{3.21.}$$

Dar pe distanţa s trebuie să fie, din cauza continuităţii fluxului, acelaşi debit de material qv. Ca urmare, la începutul acestei distanţe s, unde viteza este $v/4$, sarcina liniară va fi $4q$. Presupunând că viteza creşte liniar, q va descreşte hiperbolic de la $4q$ la q. În consecinţă, forţa

totală de frecare dintre bandă şi material pe distanţa *s*, adică rezistenţa la înaintare datorită accelerării materialului, va fi:

$$W_{acc} = 2qs\mu = \frac{qv^2}{g}\left(1 - \frac{1}{16}\right) \cong \frac{qv^2}{g} = \frac{Qv}{3{,}6g} \qquad (3.22.)$$

unde Q este productivitatea orară, în t/h.

Descărcarea materialului de pe transportor se poate face în două moduri distincte:

■ la capătul transportorului, prin căderea de pe bandă când trece peste toba de întindere sau toba extremă;

■ într-un punct oarecare de pe traseul transportorului, cu ajutorul unor dispozitive speciale care pot fixe sau deplasabile de-a lungul acestuia (cu plug de descărcare sau cu cărucior de descărcare).

Dacă descărcarea are loc la capătul transportorului, el trebuie prevăzut cu o pâlnie pentru a cărei construcţie trebuie să se cunoască traiectoria pe care o descrie materialul după ce părăseşte banda.

O particulă de masă m situată pe banda ce trece peste toba de capăt (fig. 3.23.) este supusă forţei gravitaţionale mg şi forţei centrifuge $m\omega^2 r$. Acestea vor da rezultanta R a cărei prelungire întâlneşte verticala dusă prin centrul tobei în punctul P.

Din asemănarea triunghiurilor OPA şi BCA rezultă:

$$\frac{h}{r} = \frac{mg}{m\omega^2 r} \Rightarrow h = \frac{g}{\omega^2} = g\frac{30^2}{\pi^2 n^2} = \frac{895}{n^2}, \text{ [m]} \qquad (3.23.)$$

Distanţa h depinde numai de turaţia tobei iar toate particulele de material vor fi supuse unei forţe rezultante ce trece prin punctul P, numit polul mişcării iar h se numeşte distanţa polară.

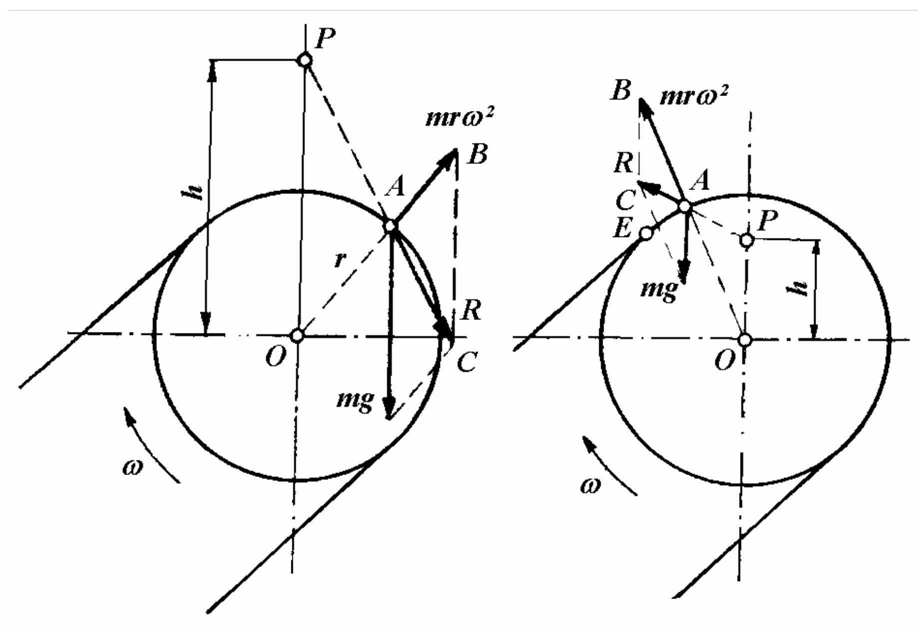


Fig. 3.23. Forţele care acţionează asupra unei particule la descărcare

Polul P poate să cadă în exteriorul, în interiorul sau chiar pe circumferinţa tobei. Pentru cazul $h<r$, imediat ce particula se angajează pe traseul circular în jurul tobei, apare rezultanta R dirijată spre exterior, efectul gravităţii care ţinea particula pe bandă dispare iar aceasta se desprinde de bandă chiar în punctul de tangenţă E, continuându-se traiectoria liberă în aer.

Pentru situaţia în care $h>r$, rezultanta R este îndreptată în jos şi spre interiorul tobei. Va exista pe circumferinţa tobei un punct A_1 şi un unghi θ_1 (fig. 3.24.) în care, descompunând pe R într-o componentă normală N şi una tangenţială T, să fie îndeplinită relaţia:

$$T \geq N\mu_0 \quad \text{şi} \quad tg\alpha > \varphi_0 \qquad (3.24.)$$

unde μ_0 este coeficient de frecare al materialului pe tobă în stare de repaus;

φ_0 - unghiul de frecare corespunzător.

În acest punct particula de material se va pune în mişcare de-a lungul circumferinţei tobei sub acţiunea forţei T şi a forţei de frecare, conform ecuaţiei de mişcare:

$$mr\frac{d^2\omega}{dt^2} = mg\sin\theta - \mu\left[mg\cos\theta - m\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 r\right] \qquad (3.25.)$$

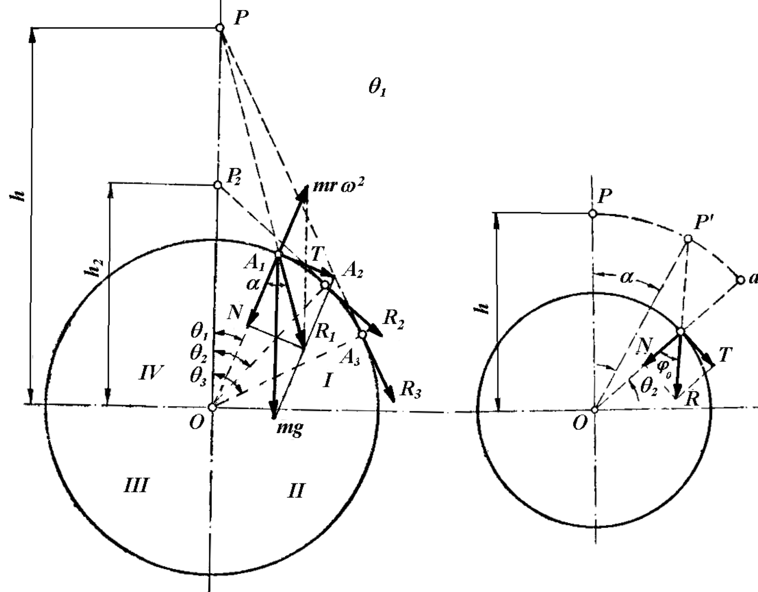


Fig. 3.24. Mişcarea unei particule pe tobă la descărcare

Această mişcare începe în punctul A_1 în care avem $\theta=\theta_1$ şi condiţiile:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0\,;\ \frac{d\theta}{dt} = \omega = \frac{v}{r}\,;\ \mu = tg\varphi_0 \qquad (3.26.)$$

continuând cu viteza unghiulară crescândă până într-un punct A_2 cu unghiul θ_2, în care forţa centrifugă echilibrează presiunea particulei pe bandă, adică:

$$m\left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2 r = mg\cos\theta_2 \qquad (3.27.)$$

punct în care particula se desprinde, continuându-şi drumul în spaţiu.

Introducând condiţiile limită (3.26.) în relaţia (3.27.) se obţine:

$$\frac{v^2}{rg}tg\varphi_0 = tg\varphi_0\cos\theta_1 - \sin\theta_1 = \frac{\sin(\varphi_0 - \theta_1)}{\cos\varphi_0} \qquad (3.28.)$$

respectiv:

$$\theta_1 = \varphi_0 - \arcsin\left[\frac{v^2}{rg}\sin\varphi_0\right] \qquad (3.29.)$$

Din condiţia limită dată de relaţia (3.29.) rezultă viteza unghiulară finală a particulei:

$$\omega_2 = \frac{d\theta}{dt} = \sqrt{\frac{g}{r}\cos\theta_2} \qquad (3.30.)$$

şi viteza particulei în momentul desprinderii:

$$v_2 = r\omega_2 = \sqrt{gr\cos\theta_2} \qquad (3.31.)$$

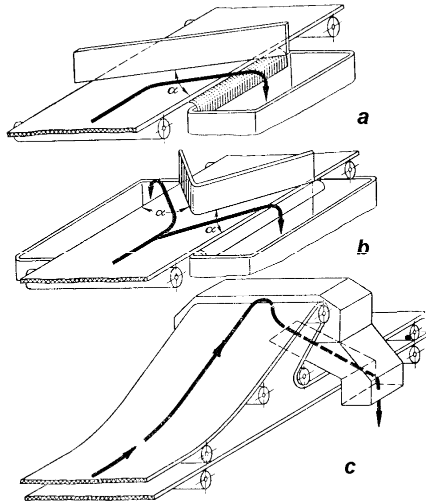


Fig. 3.25 Moduri de descărcare

Unghiul θ_1 poate fi determinat grafic iar prin integrarea relaţiei (3.27.) şi ţinând cont de influenţa gravitaţiei se poate determina traiectoria descrisă de particulă după desprinderea ei de pe bandă.

Pentru descărcarea materialului într-un punct oarecare de pe traseul transportorului cel mai simplu şi utilizat dispozitiv este plugul descărcător ce constă dintr-un scut oblic plasat de-a curmezişul benzii (fig. 3.25.a) sau din două scuturi ce formează un unghi ascuţit (fig. 3.25.b), materialul fiind dirijat către un jgheab colector. Plugul poate fi fix sau deplasabil în lungul transportorului, iar prin intermediul unei pârghii el poate fi ridicat de pe bandă.

Căruciorul de descărcare are un cadru ce poate rula pe roţi în lungul transportorului şi care este prevăzut cu două tobe de conducere a benzii (fig. 3.25.c). Materialul se revarsă de pe toba superioară într-o pâlnie prevăzută cu două tuburi de scurgere, spre dreapta sau spre stânga transportorului, în funcţie de necesităţi.

Descărcarea cu plugul se foloseşte la materialele neabrazive, la transportoare cu viteze de până la 1,6 m/s şi cu pante de până la 8^0. Pentru protejarea benzii, marginile inferioare ale plugului sunt executate din cauciuc, iar în zona plugului banda este susţinută de un tablier necesar atât pentru descărcare, cât şi pentru a aduce banda la forma plată.

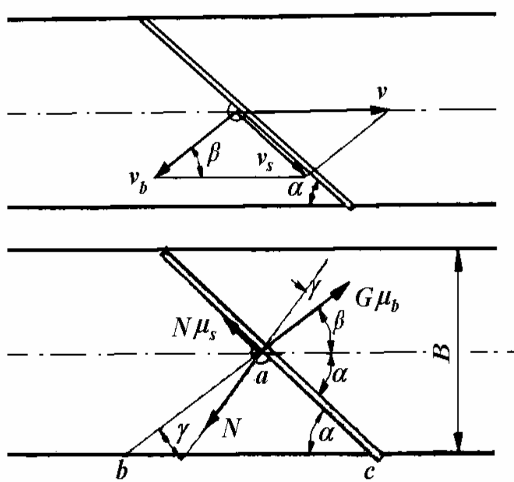


Fig. 3.26 Forţele şi vitezele ce acţionează asupra unei particule la descărcarea cu plug

În figura 3.26 este prezentat paralelogramul vitezelor ce acţionează asupra unei particule. Viteza benzii este v iar particula alunecă pe scut cu viteza v_s. Prin compunerea celor două rezultă viteza relativă v_b cu care se deplasează particula, caracterizată de unghiul β faţă de axa longitudinală.

Forţele care acţionează asupra particulei în timpul descărcării sunt:

- forţa de frecare $G\mu_b$ a particulei pe bandă, unde G este greutatea particulei şi μ_b este coeficientul de frecare a particulei cu banda;
- reacţiunea normală N a scutului asupra particulei;
- forţa de frecare $N\mu_b$ a particulei de scut, μ_b fiind coeficientul de frecare al particulei de scut, cu aceiaşi direcţie ca viteza v_s dar de sens opus.

Proiecţia forţelor pe direcţia scutului şi pe normala la scut dau relaţiile:

$$N - G\mu_b \cos\gamma = 0 \qquad (3.32.)$$

$$N\mu_s - G\mu_b \sin\gamma = 0 \qquad (3.33.)$$

Dacă se împart cele două relaţii rezultă:

$$\mu_s = tg\gamma = tg\varphi_s \text{, respectiv } \gamma = \varphi_s \qquad (3.34.)$$

Cum din figură se vede că $\alpha + \beta + \gamma = 90^0$ şi cum trebuie ca $\beta > 0$ pentru ca v_s să aibă valoare finită, unghiul α se alege astfel ca relaţia de mai jos să fie satisfăcută:

$$\alpha < 90^0 - \varphi_s \qquad (3.35.)$$

Practic unghiul de poziţionare a scutului se alege cu valori între 35-40^0. Proiecţia lui *G* pe direcţia transversală a benzii reprezintă forţa care tinde să împingă banda în lături. Acest lucru este compensat prin alegerea unui unghi a scutului cât mai mare sau este eliminat prin utilizarea unui plug cu două scuturi plasate simetric faţă de axa longitudinală a benzii.

Calculul transportoarelor cu bandă se referă la determinarea lăţimii benzii, a rezistenţei ei la înaintare, a forţelor de tracţiune din bandă şi a puterii necesare pentru acţionare.

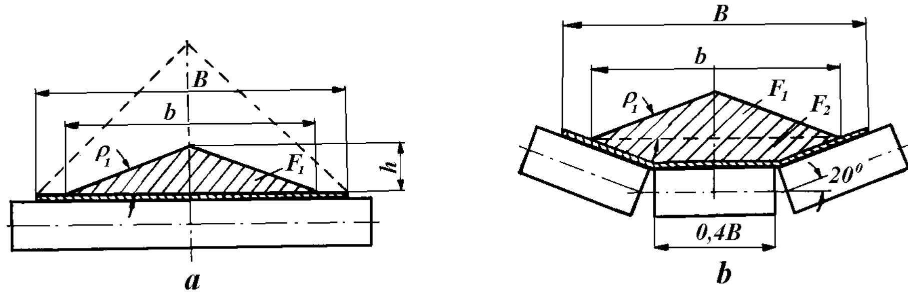


Fig. 3.27 Modul de calcul al cantităţii de material pe bandă: a- bandă plată; b- bandă jgheab.

Pentru banda plată (fig. 3.27.) materialul ar putea fi încărcat pe toată lăţimea ei, astfel ca să poată forma un triunghi echilateral (linia întreruptă) cu laturile având o înclinare egală cu unghiul taluzului natural în mişcare ρ_m. Cum există posibilitatea pierderii de material prin revărsarea peste marginile benzii, în practică se poate încărca material doar pe o lăţime de *0,8B*, într-o cantitate ce corespunde triunghiului haşurat ale cărui laturi au înclinarea $\rho_1 = 0.5\rho_m$ sau $\rho_1 = 0.35\rho$, când nu se cunoaşte decât unghiul taluzului natural în repaus.

Aria secţiunii transversale a materialului de pe bandă va fi în mm^2:

$$A = \frac{b \cdot h}{2} = \frac{(0,8 \cdot B)\cdot(0,5 \cdot b \cdot tg\rho_1)}{2} = \frac{(0,8 \cdot B)\cdot(0,4 \cdot B \cdot tg\rho_1)}{2} = 0,16B^2 tg\rho_1 \qquad (3.36.)$$

Cantitatea de material ce se află pe un metru liniar de bandă va fi:

$$q = A \cdot 1 \cdot \gamma = 0,16B^2\gamma \cdot tg\rho_1, \text{ în t/m} \qquad (3.37.)$$

în care γ este masa volumetrică a materialului, în t/m^3.

Se obţine astfel productivitatea transportorului cu bandă plată:

$$Q = 3,6 \cdot q \cdot v = 576B^2 \cdot \gamma \cdot v \cdot tg\rho_1 = k_1 B^2 \gamma v, \text{ în t/h} \qquad (3.38.)$$

Dacă banda este înclinată, atunci productivitatea orară a transportorului se diminuează cu un coeficient β subunitar şi care ţine cont de tendinţa de alunecare a materialului.

În cazul benzii tip jgheab (fig. 3.24.b) secţiunea materialului ce poate fi transportată fără pericol de revărsare este compusă dintr-un trapez şi un triunghi. La construcţiile obişnuite sunt folosite datele din figură astfel că pentru secţiunea stratului de material de pe bandă se obţine:

$$A = 0,0435B^2 + 0,16B^2 tg\rho_1 \qquad (3.39.)$$

Iar pentru productivitatea orară:

$$Q = 3,6qv = k_2 B^2 \gamma v, \text{ în t/h} \qquad (3.40.)$$

Cu aceste date se poate determina lăţimea necesară pentru banda plată, respectiv banda jgheab, din condiţia de productivitate:

$$\begin{cases} B = \sqrt{\dfrac{Q}{\beta k_1 \gamma v}} \\ B = \sqrt{\dfrac{Q}{\beta k_2 \gamma v}} \end{cases}, \text{ în m} \qquad (3.41.)$$

Valoarea ce rezultă în urma calculelor trebuie rotunjită la lăţimea standardizată cea mai apropiată.

Pentru a putea determina puterea necesară antrenării transportorului cu bandă, trebuie stabilite rezistenţele care apar în timpul funcţionării acestuia.

Masa proprie a benzii pe unitatea de lungime este dată de relaţia:

$$q_B = 1{,}1B(1{,}25i + s_1 + s_2)\text{, în kg/m} \qquad (3.42.)$$

i este numărul inserţiilor;

s_1 – grosimea stratului de cauciuc de pe suprafaţa de lucru;

s_2 – grosimea stratului de cauciuc de pe suprafaţa de sprijin.

Dacă se notează cu q' masa părţii rotative a rolelor de reazem, raportată la un metru de bandă pe ramura încărcată şi cu q'' masa părţii rotative a rolelor de reazem pe metru liniar pe ramura de întoarcere (în kg/m), G_r masa unei role pentru banda plată, respectiv masa ansamblului de role pentru banda jgheab, l' pasul rolelor pentru ramura încărcată (în m) şi l'' pasul rolelor pe ramura de întoarcere, se poate scrie:

$$q' = \frac{G_r}{l'} \quad \text{şi} \quad q'' = \frac{G_r}{l''} \qquad (3.43.)$$

Pentru o porţiune de lungime L_0, rectilinie de pe ramura încărcată a transportorului, înclinată cu un unghi α faţă de orizontală ($H = L_0 \sin\alpha$ fiind înălţimea de ridicare , iar $L_H = L_0 \cos\alpha$ proiecţia pe orizontală), rezistenţa la înaintare a benzii este compusă din trei componente: rezistenţa datorită pantei, rezistenţa la frecarea de rostogolire între bandă şi role, respectiv rezistenţa datorată frecării din lagărele rolelor.

Rezistenţa datorată deplasării în pantă are expresia:

$$R_1 = \pm g(q + q_B)L_0 \sin\alpha \qquad (3.44.)$$

Rezistenţa datorată frecării de rostogolire dintre bandă şi role se obţine din momentele faţă de centrul unei role şi are expresia:

$$R_2 \frac{D_r}{2} = g(q + q_B + q')f' L_0 \cos\alpha \Leftrightarrow R_2 = \frac{2f'}{D_r} g(q + q_B + q')L_0 \cos\alpha \qquad (3.45.)$$

în care D_r este diametrul exterior al rolei de reazem;

f'- este coeficient al frecării de rostogolire ($f' = 0{,}0015.....0{,}002$ m).

Rezistenţa datorată frecării din lagărele rolelor se determină din ecuaţia de momente faţă de axa unei role:

$$R_3 \frac{D_r}{2} = g(q + q_B)L_0 \cos\alpha \cdot \mu \frac{d}{2} + gq' L_0 \mu \frac{d}{2} \qquad (3.46.)$$

Unghiul α fiind mic, relaţia se poate simplifica sub forma:

$$R_3 = \frac{\mu d}{D_r} g(q + q_B + q')L_0 \cos\alpha \qquad (3.47.)$$

Cu expresiile astfel stabilite, rezistenţa la deplasarea benzii transportorului peste role va căpăta forma:

► pentru ramura activă sau încărcată a transportorului:

$$R_{înc} = wg(q + q_B + q')L_H \pm g(q + q_B)H \qquad (3.48.)$$

► pentru ramura de întoarcere sau neîncărcată a transportorului:

$$R_{desc} = wg(q_B + q'')L_H \mp gq_B H \qquad (3.49.)$$

În relaţiile de mai sus s-a făcut notaţia:

$$w = \frac{2f' + \mu d}{D_r} \qquad (3.50.)$$

Pe lângă aceste rezistenţe ce apar la trecerea benzii pe rolele de susţinere, trebuie să se ţină cont şi de rezistenţele datorate contactului dintre bandă şi tobele de acţionare, de întindere sau de deviere.

În cazul tobelor de acţionare se presupune că unghiul de înfăşurare al benzii este de *180⁰* iar rezultanta ce acţionează asupra lagărelor tobei este egală cu suma $S_{înf} + S_{desf}$. Dacă se scrie ecuaţia de momente faţă de axul tobei se obţine:

$$R_{ta} \frac{D_{ta}}{2} = \mu_1 \left(S_{înf} + S_{desf}\right) \frac{d_{ta}}{2} \qquad (3.51.)$$

unde D_{ta} este diametrul tobei de acţionare;

d_{ta} – diametrul axului tobei de acţionare;

μ_1 - coeficientul de frecare din lagărul tobei de acţionare.

Cu aceste date şi notând $k_3 = \frac{\mu_1 d_{ta}}{D_{ta}}$ (k_3 = *0,015…0,02*), rezistenţa la trecerea benzii peste toba de acţionare va fi:

$$R_{ta} = k_3 \left(S_{înf} + S_{desf}\right) \qquad (3.52.)$$

La trecerea benzii peste o rolă de întoarcere sau de deviere rezistenţa va fi:

$$R_{tî} = S_{desf} - S_{înf} = S_{înf}(k_4 - 1) \qquad (3.53.)$$

unde k_4 = *1,05….1,10*.

Deoarece la trecerea benzii prin intervalul dintre două role de susţinere aceasta face o săgeată *l'*, a cărei mărime nu trebuie să depăşească anumite valori, deoarece unghiul suplimentar făcut de bandă ca efect al săgeţii se adaugă la cel de înclinare al transportorului, în unele cazuri suma lor putând duce la alunecarea materialului în lungul benzii. Mai mult decât atât, o săgeată mare a benzii între două reazeme poate produce salturi ale materialului la contactul cu rolele de sprijin, chiar şi la un transportor orizontal.

La calculul întinderii benzii de transportor trebuie îndeplinită condiţia ca forţa minimă de tracţiune din bandă să îndeplinească condiţia:

$$S_{\min} > 5g\left(q + q_B\right)l'\cos\alpha \qquad (3.54.)$$

Puterea necesară pentru învingerea tuturor rezistenţelor la deplasarea benzii *W*, pentru o viteză *v* de deplasare are forma:

$$P = \frac{W \cdot v}{102} \qquad (3.55.)$$

Dacă se ţine cont de relaţia (3.20.), forţa de întindere maximă din bandă va fi:

$$S_{\max} = S_{înf} = \frac{102P}{v} \frac{e^{\mu\alpha'}}{e^{\mu\alpha'} - 1} \qquad (3.56)$$

Cunoscând forţa maximă de întindere din bandă se poate determina numărul de inserţii necesare pentru a asigura rezistenţa benzii.

Având stabilite forţele din ramura care se înfăşoară, respectiv din ramura care se desfăşoară de pe toba de acţionare, se poate determina forţa periferică care va trebui să învingă toate rezistenţele ce se opun deplasării benzii.

Dacă se ţine cont de randamentul mecanismului de acţionare η_{red} (de regulă motor electric şi reductor) şi de necesarul unei rezerve de putere (*k = 1,1..1,2*), atunci puterea motorului de acţionare a transportorului se poate determina cu relaţia:

$$P = k \frac{W \cdot v}{102 \cdot \eta_{red}}, \text{ în kW} \qquad (3.57.)$$

3.3.2. Transportoare cu plăci

Transportoarele cu plăci servesc la transportul materialelor vărsate sau a sarcinilor individuale.

Din punct de vedere constructiv, transportorul cu plăci are aceleaşi părţi componente ca şi cel cu bandă, cu deosebirile specifice. Astfel, banda de transport este alcătuită dintr-o serie de

plăci din tablă de oţel sau din lemn, susţinute între două lanţuri de tracţiune de tipul cu eclise, cu bucşe şi role. Rolele care susţin greutatea benzii de transport cu materialul aferent pe ramura activă, rulează atât la ducere cât şi la întoarcere pe şine fixate de batiul transportorului. Acţionarea celor două lanţuri se face cu roţi poligonale la extremitatea de descărcare a materialului, la celălalt capăt fiind prevăzute roţile de întindere. Încărcarea materialului se face printr-o pâlnie iar descărcarea prin cădere liberă într-un jgheab de primire.

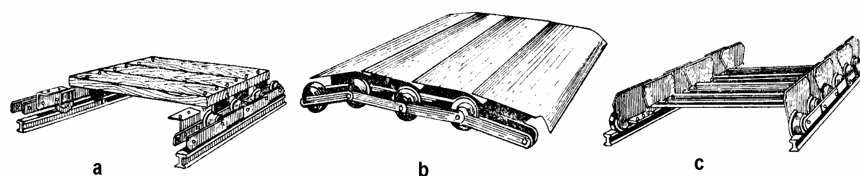


Fig. 3.28. Tipuri de plăci: a- plăci de lemn; b- plăci fără bordură; c- plăci cu bordură.

Plăcile care alcătuiesc banda de transport pot avea diverse forme (fig. 3.28.). şi pot fi dispuse distanţate sau formând un tablier continuu prin suprapunerea plăcilor, astfel ca materialul să nu se piardă prin interstiţiile plăcilor, dar şi pentru ca acestea să poată urmări încovoierea lanţului pe roţile de capăt.

Reţinerea materialului la plăcile fără bordură este asigurată de două borduri fixe (fig. 3.29.), montate longitudinal, fapt care duce la creşterea rezistenţei la înaintare a transportorului ca efect al frecării materialului cu acestea.

Tablierul transportoarelor cu plăci, cu sau fără borduri fixe, poate fi realizat din plăci drepte (fig. 3.30.) sau ondulate (fig. 3.31.), diferenţa dintre ele constând în modul de realizare a etanşeităţii articulaţiilor plăcilor.

Construcţia plăcilor cu bordură poate fi de tipul cu borduri plane (fig. 3.32.), cu borduri ondulate (fig. 3.33.), cu borduri ondulate adânci (fig. 3.34.) sau cu cutii (fig. 3.35.).

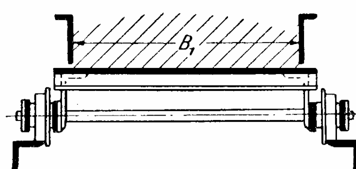


Fig. 3.29. Transportor cu plăci cu borduri fixe

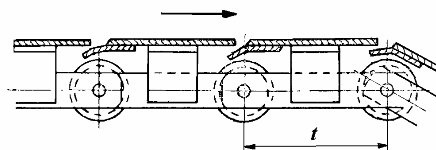


Fig. 3.30. Transportor cu plăci cu tablier din plăci drepte

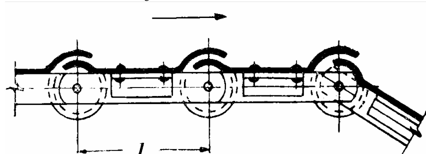


Fig. 3.31. Transportor cu plăci ondulate plane

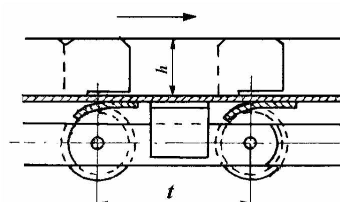


Fig. 3.32. Plăci cu borduri

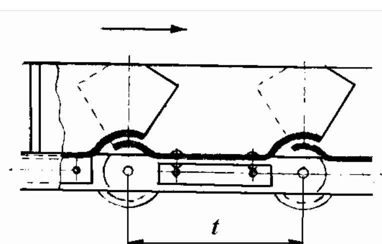


Fig. 3.33. Plăci cu borduri ondulate

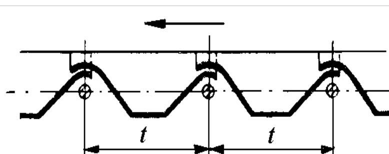


Fig. 3.34. Plăci cu borduri ondulate adânci

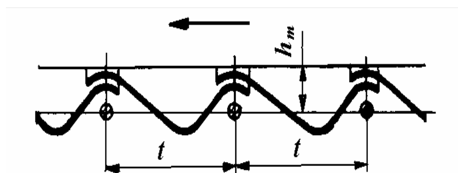


Fig. 3.35. Plăci de tipul cutii

Lăţimea de lucru a transportorului cu plăci, în cazul sarcinilor individuale, este determinată de dimensiunea maximă (a) a sarcinilor şi ea se alege în mod similar ca la transportorul cu bandă:

$$B \geq a + 0{,}1 \text{ , m} \tag{3.58.}$$

Productivitatea transportorului în acest caz se determină cu relaţia (3.2.).

În cazul în care se transportă materiale vrac, lăţimea transportorului depinde de prezenţa sau lipsa bordurilor laterale (fig. 3.36.).

Dacă tablierul este alcătuit din plăci plane fără bordură (fig. 3.36.a.) lăţimea utilă *b* poate fi luată egală cu *0,85B*, înălţimea *h* fiind corespunzătoare unui unghi $\rho = 0{,}6\rho_m$, ρ_m fiind unghiul taluzului natural al materialului în mişcare.

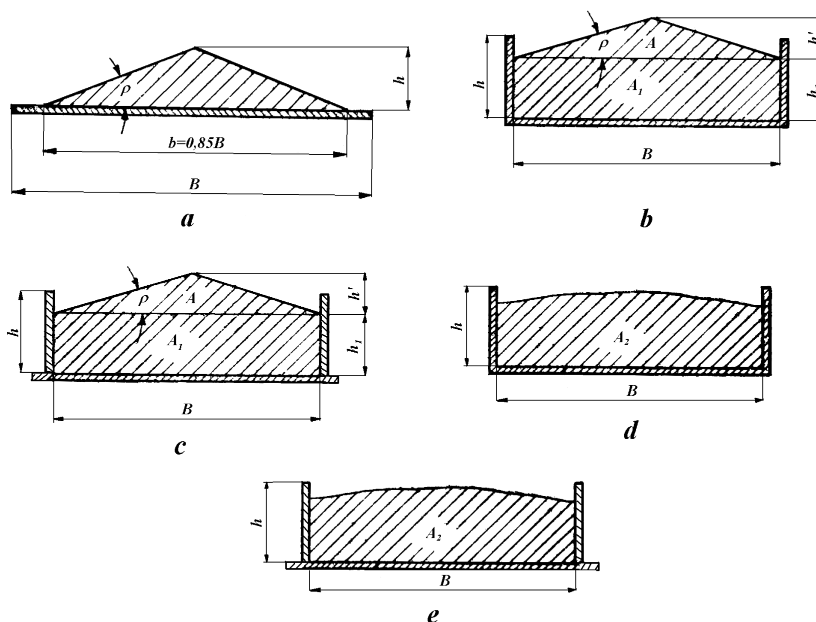


Fig. 3.36. Aria secţiunii transversale la transportoarele cu plăci

Aria secţiunii materialului pe transportor va fi:

$$A = \frac{h'b}{2} = 0{,}18B^2 tg(0{,}6\rho_m) \text{, în m}^2 \tag{3.59.}$$

În funcţie de masa volumetrică a materialului, cantitatea de material pe metrul liniar de transportor va fi:

$$q = 180\gamma B^2 tg(0{,}6\rho_m) \text{, în kg/h} \tag{3.60}$$

Dacă se ţine cont de relaţia generală a productivităţii (relaţia 3.2.), productivitatea transportorului cu plăci, în acest caz va fi:

$$Q = 3{,}6qv = 648\gamma B^2 v tg(0{,}6\rho_m) \text{, în t/h} \tag{3.61.}$$

În cazul în care transportorul cu plăci lucrează sub un unghi oarecare, productivitatea va fi afectată cu un coeficient subunitar, ca urmare a posibilităţii alunecării spre înapoi a materialului de pe transportor:

$$Q = 3{,}6qv = 648\beta'\gamma B^2 v tg(0{,}6\rho_m) \tag{3.62.}$$

Atunci când tablierul transportorului este realizat din plăci cu bordură, fixe (fig. 3.36.c. şi 3.36.e.) sau mobile (fig. 3.33.b. şi 3.33.d.), încărcarea se poate face pe secţiunile $A + A_1$ dacă materialul are granulaţia mică, respectiv A_2 pe toată lăţimea tablierului.

Pentru primul caz suprafaţa secţiunii materialului va fi:

$$A + A_1 = \frac{Bh'}{2} + Bh_1 = B\left[\frac{B}{4} tg\left(0{,}6\rho_m\right) + h\psi_1\right] \quad (3.63.)$$

unde ψ_1 este coeficientul de umplere şi are valori cuprinse între 0,65…..0,75.

Cu aceste date, productivitatea transportorului cu plăci are expresia:

$$Q = 3{,}6qv = 3600\beta' B\gamma v\left[0{,}25Btg\left(0{,}6\rho_m\right) + h\psi_1\right], \text{ în t/h} \quad (3.64.)$$

Pentru situaţia în care secţiunea transversală este A_2, , productivitatea transportorului cu plăci va fi:

$$Q = 3600\beta' vBh\gamma\psi_2, \text{ în t/h} \quad (3.65.)$$

unde ψ_2 este coeficientul de umplere şi care are valori cuprinse între 0,8…0,85.

Pentru determinarea puterii necesare la acţionarea transportorului cu plăci trebuie cunoscute rezistenţele care se opun la înaintarea acestuia. Dacă se ţine cont de încărcarea liniară a transportorului cu material q şi de încărcarea liniară a tablierului transportorului (plăci, borduri fixe, lanţuri de tracţiune, role de rulare) q', pentru o lungime L a transportorului, înclinată cu unghiul α faţă de orizontală, rezistenţa la deplasare datorită pantei va fi:

$$R_1 = \pm g\left(q + q'\right)L\sin\alpha \quad (3.66.)$$

Semnul + este pentru cazul în care panta este urcătoare şi – dacă panta este coborâtoare.

O componentă a greutăţii va încărca rolele şi fusurile acestora, dând naştere la o rezistenţă prin frecarea de rostogolire şi frecarea din fusul rolelor:

$$R_2 = wg\left(q + q'\right)L\cos\alpha \quad (3.67)$$

unde w este coeficientul de rezistenţă la înaintare datorită rostogolirii şi frecării din role (are valori de 0,06-0,13 pentru role cu lagăre de alunecare şi 0,02-0,05 pentru role cu rulmenţi, respectiv 0,20-0,25 pentru lanţuri alunecătoare, fără role).

Dacă transportorul are borduri fixe, se adaugă o rezistenţă datorată frecării materialului cu aceste borduri:

$$R_3 = kL$$

(3.68.)

unde k este un coeficient de rezistenţă, în N/m, ce ţine cont de înălţimea bordurilor.

În afara acestor rezistenţe mai apar şi altele suplimentare, la înfăşurarea şi desfăşurarea lanţului de pe roţile de acţionare şi întindere, respectiv frecărilor din fusurile acestor roţi.

Ca şi în cazul transportoarelor cu bandă şi aici trebuie determinată forţa minimă de întindere a lanţului care, se poate stabili cu relaţia (3.56.).

Pentru situaţiile în care transportorul cu plăci lucrează cu viteze liniare mai mari de 0,2 m/s, trebuie luate în calcul şi forţele dinamice pe care roata de acţionare poligonală le introduce.

Puterea necesară la roata de acţionare a transportorului va fi:

$$P = \frac{R_{tot}v}{102}, \text{ în kW} \quad (3.69.)$$

iar puterea motorului de acţionare se determină cu relaţia:

$$P_m = \frac{kP}{\eta_{red}}, \text{ în kW} \quad (3.70.)$$

unde k este un coeficient de rezervă de putere (k = 1,1…1,2);

- η_{red} este randamentul total al transmisiei dintre motor şi roata de acţionare.

3.3.3. Transportoare cu raclete

Transportorul cu raclete (fig. 3.37.) realizează transportul materialelor vrac prin antrenarea acestora în interiorul unui jgheab, de către un organ flexibil de tracţiune, pe care se găsesc montate raclete de diferite forme geometrice.

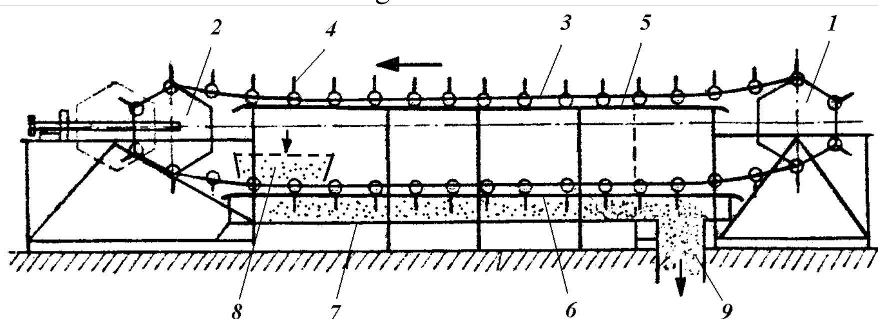


Fig. 3.37. Transportor cu raclete: 1- roată de acţionare; 2- roată de întindere; 3- organ flexibil de tracţiune; 4- raclete; 5- ghidaj superior; 6- ghidaj inferior; 7- jgheab de fund; 8- gură de alimentare; 9- gură de evacuare.

Organul flexibil de tracţiune este de constituit din unul sau două lanţuri cu eclise şi role (fig. 3.37.) pe care sunt montate racletele a căror formă geometrică determină şi secţiunea jgheabului prin care ele se deplasează (dreptunghiulară, trapeză, pătrată, rotundă, etc.).

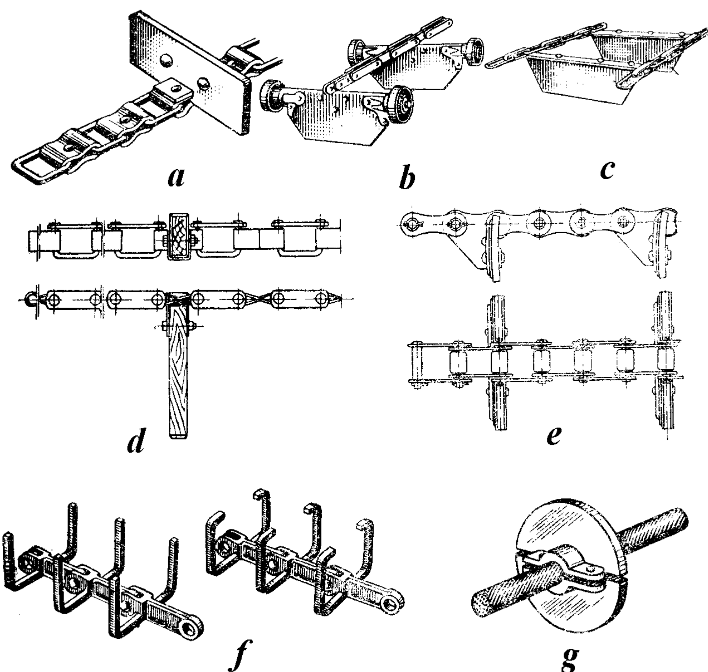


Fig. 3.38. Organe flexibile de tracţiune cu raclete

Pentru transportorul cu raclete din figura 3.37. fiecare racletă împinge o anumită cantitate de material, a cărei înălţime în jgheab este mai mică decât înălţimea racletei. Ca urmare, se transportă doar cantităţi de material iar fluxul materialului este unul discontinuu. Pentru a reduce frecările dintre raclete şi jgheab, între acestea se lasă in interstiţiu de 2-3 mm.

Traseul transportorului cu raclete poate fi orizontal, înclinat până la verticală iar viteza de transport are valori cuprinse între 0,3-0,6 m/s.

Transportoarele cu flux continuu de material (fig. 3.39.) au caracteristic faptul că organul flexibil de tracţiune cu raclete alunecă pe fundul jgheabului, iar stratul de material antrenat are înălţimea mai mare decât a racletelor. Din acest motiv ele se mai numesc şi transportoare cu raclete înecate. Încărcarea se face la capătul transportorului printr-o pâlnie, materialul căzând printre zalele ramurii superioare a organului flexibil de tracţiune în jgheab, de unde este antrenat de ramura inferioară şi evacuat prin gura de descărcare de la capătul celălalt al transportorului.

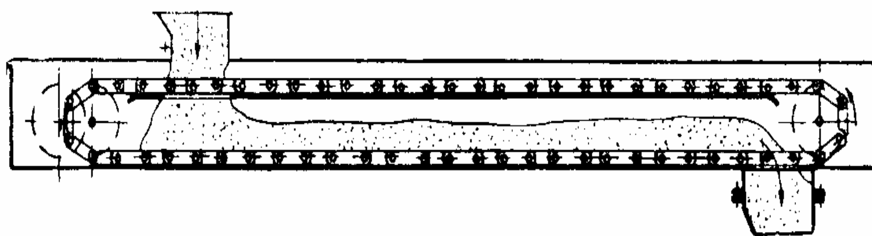


Fig. 3.39. Transportor cu raclete cu flux continuu de material

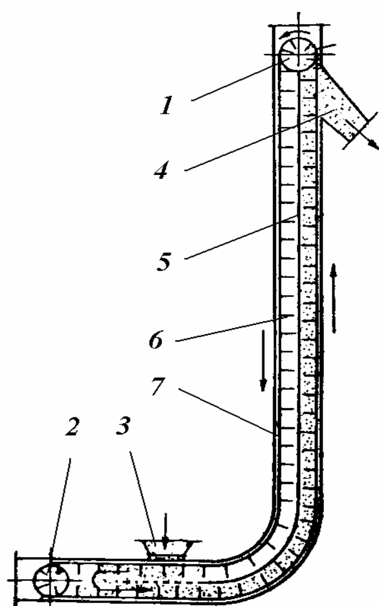


Fig. 3.40. Traseu realizat de transportoarele cu raclete

La baza funcţionării acestor transportoare stă faptul că rezistenţa stratului de material la forfecare de către raclete este mai mare decât frecarea materialului pe fundul şi pereţii laterali ai jgheabului. Ca urmare, se consideră că tot stratul de material este antrenat în mişcare, într-un flux continuu şi fără mişcări interioare ale particulelor. Excepţie fac straturile limitrofe acestor suprafeţe care, înregistrează o uşoară rămânere în urmă. Pentru a avea realizate aceste condiţii, trebuie ca viteza liniară a transportorului cu raclete să nu depăşească 0,2-0,3 m/s.

Aceste transportoare pot realiza trasee de transport drepte, curbe, de la orizontală şi până la transportul pe verticală (fig. 3.40.). Jgheabul 7 prezintă în secţiune două compartimente, separate de placa 5, din care unul este plin cu material iar celălalt este gol. Prin ele înaintează organul flexibil de tracţiune cu raclete 6 şi care se reazemă pe pereţii jgheabului. Alimentarea cu material se face prin pâlnia 3 iar evacuarea prin gura 4. La partea superioară este prevăzută roata de acţionare 1 iar întinderea este realizată cu roata 2.

Lăţimea de lucru a transportorului cu flux discontinuu se determină din condiţia de productivitate.

Pentru o dispunere cu pasul a a racletelor şi pentru un coeficient de umplere cu material ψ, a cărui valoare depinde de unghiul de pantă al transportorului, masa liniară de material va fi:

$$q = 1000 B h \gamma \text{, în kg/m} \qquad (3.71.)$$

unde B este lăţimea jgheabului, în m;

h- înălţimea racletelor, în m;

γ- masa volumetrică a materialului, în t/m^3.

Productivitatea transportorului va fi:

$$Q = 3{,}6 q v = 3600 \gamma \cdot B \cdot h \cdot v \cdot \psi \cdot k \text{, în t/h} \qquad (3.72.)$$

De aici, pentru viteza lanţului cu raclete de 0,3-0,6 m/s, se stabileşte lăţimea jgheabului care, mai trebuie să ţină cont şi de granulaţia materialului transportat.

Pentru transportoarele cu flux continuu de material şi deplasarea pe orizontală sau sub unghiuri mici, productivitatea se poate determina cu relaţia:

$$Q = 3600 B h \gamma v \psi k_1 k_2 k_3 \text{, în t/h} \qquad (3.73.)$$

unde k_1 este coeficientul de viteză, care ţine cont de faptul că ea nu este egală pe toată secţiunea transversală a materialului ($k_1 = 0{,}9$);

k_2 – coeficientul de volum, ce ţine cont de faptul că lanţul cu raclete ocupă o parte a spaţiului din jgheab ($k_2 = 0{,}95$);

k_3 – coeficientul de corecţie ce ţine cont de scăderea gradului de umplere în raport cu panta transportorului ($k_3 = 1$ pentru pante sub 10^0 şi $k_3 = 0{,}9$ pentru pante între 11^0 - 20^0).

Din relaţia de mai sus se obţine lăţimea jgheabului transportorului cu raclete din condiţia de productivitate.

În cazul transportoarelor cu raclete cu flux continuu pe verticală, relaţia productivităţii este afectată de un coeficient de umplere corelat cu granulaţia materialului:

$$Q = 3600 Bh\gamma v\psi' \qquad (3.74.)$$

unde h este înălţimea secţiunii jgheabului, în m.

Pentru raportul B/h cuprins între 1 şi 2 şi viteza lanţului cu raclete de 0,10-0,25 m/s, coeficientul de umplere are valorile:

$\psi' = 0{,}5$ pentru materiale cu granulaţie < 0,5 mm;

$\psi' = 0{,}7$ pentru materiale cu granulaţie între 0,5 şi 10 mm;

$\psi' = 0{,}8$ pentru materiale cu granulaţie între 10 şi 60 mm.

Pentru determinarea rezistenţei la înaintare la transportorul cu raclete cu flux discontinuu, se pleacă de la masa liniară a materialului pe transportor q şi masa liniară a lanţului cu raclete q'. Dacă se ia în considerare cazul general în care transportorul este înclinat cu unghiul α faţă de orizontală, pentru o porţiune rectilinie de lungime L rezistenţa totală la înaintare este suma a trei rezistenţe parţiale:

● rezistenţa la înaintare datorită frecării materialului cu pereţii jgheabului, produsă de componenta normală a greutăţii materialului:

$$R_1 = \mu_1 gqL\cos\alpha \qquad (3.75.)$$

unde μ_1 este coeficientul de frecare dintre material şi jgheab, corectat, pentru a ţine cont şi de frecarea cu pereţii laterali;

● rezistenţa la înaintare a lanţurilor cu raclete pe ghidaje sau şine, datorată componentei normale a greutăţii acestora:

$$R_2 = wgq' L\cos\alpha \qquad (3.76.)$$

în care w este rezistenţa specifică la înaintare a lanţului cu raclete (are valoarea 0,10-0,13 la mişcarea pe role şi 0,25 la mişcarea pe ghidaje;

● rezistenţa dată de componenta greutăţii maselor în lungul transportorului:

$$R_3 = \pm g(q + q')L\sin\alpha \qquad (3.77.)$$

Pentru ramura neîncărcată a transportorului $(q = 0)$ rezistenţa la înaintare se calculează cu relaţia:

$$R' = gq'(wL\cos\alpha \pm L\sin\alpha) \qquad (3.78.)$$

Acestor rezistenţe li se mai adaugă cele care apar la trecerea lanţurilor peste roţile de acţionare şi întindere.

La transportoarele cu flux continuu stratul de material fiind mai înalt decât înălţimea racletei, pe lângă rezistenţele prezentate până acum mai apare una datorată frecării materialului de pereţii laterali ai jgheabului. Când transportorul lucrează sub un unghi α, pentru jgheabul de înălţime h, înălţimea stratului de material se consideră $h/\cos\alpha$. Greutatea materialului ce apasă pe fundul jgheabului determină o presiune medie p_m pe acesta şi pe pereţii laterali astfel că pentru calcule se poate folosi relaţia:

$$R_4 = 2Lhp_m\mu_1 \qquad (3.79.)$$

La deplasarea materialului pe verticală R_1 şi R_2 sunt nule. Cu toate acestea, lanţul cu raclete prezintă nişte frecări cu pereţii jgheabului deoarece axa longitudinală a lanţului diferă în spaţiu de direcţia de acţiune a rezistenţei la înaintare. Din experienţele practice s-a stabilit că se poate aproxima $w\cos\alpha = 0{,}1$, rezultând o rezistenţă datorată frecării cu pereţii jgheabului de forma:

$$R_2^{'} = 0{,}1gq'H \qquad (3.80.)$$

unde H este înălţimea de transport a materialului pe verticală.

O rezistenţă suplimentară mai apare şi datorită frecării materialului cu pereţii jgheabului şi care se determină cu relaţia:

$$R'' = w''gqH \qquad (3.81.)$$

unde w'' este rezistenţa specifică datorită frecării materialului cu pereţii jgheabului.

Celor două rezistenţe li se mai adaugă şi cea datorată greutăţii materialului, respectiv a lanţului cu raclete, astfel că, rezistenţa la înaintare va fi:

$$R_{tot} = g(q + q')H + 0{,}1gq'H + w''gqH \qquad 3.82.)$$

Şi în acest caz, rezistenţei totale i se adaugă cele ce apar pe porţiunea neîncărcată cu material, precum şi cele produse la trecerea peste roţi de acţionare şi întindere, respectiv în zonele cu jgheab curb.

3.3.4. Transportoare cu cupe

Transportoarele cu cupe se folosesc la transportul materialelor vrac, ele putând realiza trasee complexe închise, de la orizontală şi până la verticală. Din punct de vedere constructiv (fig. 3.41.), sunt alcătuite dintr-un organ flexibil de tracţiune 3 (de obicei două lanţuri cu eclise şi role), pe care sunt fixate cupele 4 pendulare şi care, ca urmare a faptului că au centru de greutate sub axa de suspendare, rămân permanent în poziţie normală cu fundul cupei în jos. În punctul cel mai de sus al traseului este prevăzută roata de acţionare 1. Roata de întindere 2 şi roţile de abatere sunt dispuse în funcţie de traseul ce trebuie realizat. Încărcarea cupelor cu material se face pe la partea inferioară iar descărcarea se face în oricare alt punct al traseului, pentru aceasta fiind prevăzut mecanismul de basculare al cupelor 5.

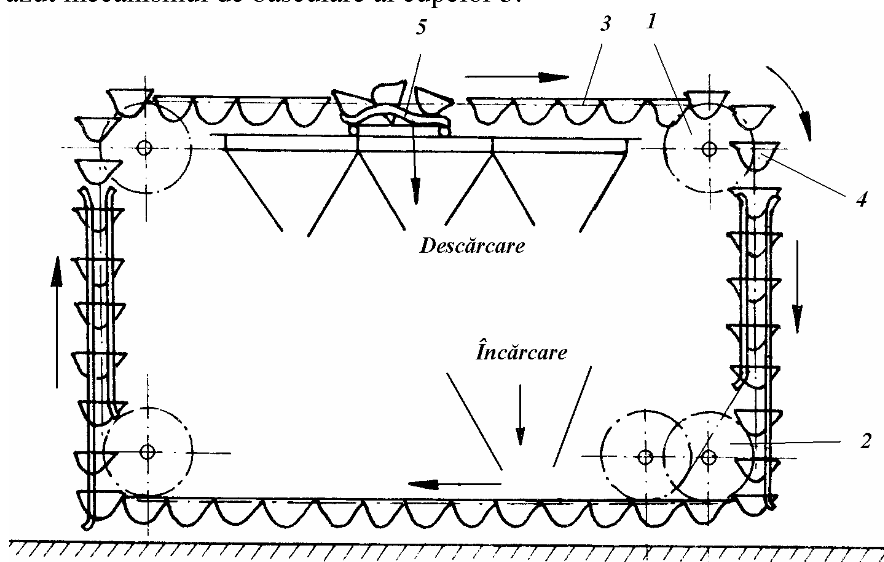


Fig. 3.41. Schema unui transportor cu cupe

În condiţii normale de lucru, viteza liniară a lanţului cu cupe este de 0,15-0,4 m/s. Cupele au capacităţi cuprinse între 0,2-3,5 litri, iar pasul de montare al cupelor este cuprins între 0,2-1 m. Reducerea numărului articulaţiilor lanţului ar duce la mărirea lungimii pasului, însă din cauza forţelor dinamice mari care apar la acţionare trebuie folosite mecanisme de egalizare sau se reduce viteza sub 1,5 m/s.

Dimensionarea capacităţii cupelor se face din condiţia de productivitate. Dacă se ţine cont de faptul că cupele sunt caracterizate prin coeficientul de umplere ψ, pasul de dispunere al cupelor este a, în metri, iar materialul are masa volumetrică γ, atunci din relaţia productivităţii (3.2.) rezultă capacitatea unei cupe:

$$i = \frac{Qa}{3{,}6 v \gamma \psi}, \text{ în litri} \qquad (3.83.)$$

Cupele se dimensionează respectând condiţia ca lăţimea lor să fie cel puţin dublul dimensiunii maxime a granulei caracteristice materialului.

Rezistenţa la înaintare a transportorului cu cupe se determină după acelaşi raţionament ca la transportoarele cu plăci. Pentru masa liniară a lanţului cu cupe se poate folosi relaţia simplificată:

$$q' = 150B + 40, \text{ în kg/m} \qquad (3.84.)$$

unde B este lăţimea cupelor, în m.

Rezistenţa specifică are aceleaşi valori ca la transportoarele cu plăci, iar coeficientul de frecare din lanţ, la trecerea peste roţile de abatere, este $\mu_1 = 0{,}35 - 0{,}45$.

Dimensionarea organului flexibil de tracţiune se face determinând forţele din acesta prin puncte şi însumarea rezistenţelor. Totodată, se va face şi verificarea rezistenţei lanţului la o forţă de întindere $S_{\max} + S_{din}$.

Calculul rezistenţei totale la înaintare a transportorului cu cupe, a puterii absorbite la roata motoare şi puterea motorului de acţionare se determină cu relaţiile de la celelalte transportoare.

3.3.5. Elevatoare

Elevatoarele sunt transportoare prevăzute cu organ flexibil de tracţiune a căror direcţie de transport este pe verticală sau apropiată de aceasta. Din acest motiv, organul flexibil de tracţiune nu poate fi şi purtător de sarcină, pentru asta fiind prevăzute organe speciale de tip cupă (elevatoare cu cupe), leagăne (elevatoare cu leagăne), platforme (elevatoare cu platforme), suporţi speciali (elevatoare cu suporţi pentru sarcini individuale).

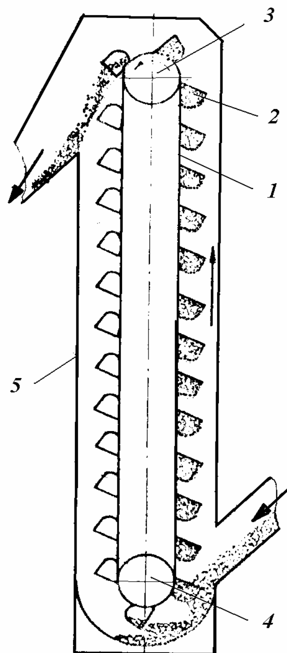


Fig. 3.42. Elevator cu cupe

Elevatoarele cu cupe sunt destinate transportului de materiale vrac, la înălţimi de până la 50 m şi în cantităţi de până la 300 t/h. Din punct de vedere constructiv (fig. 3.42.) ele sunt alcătuite din organul flexibil de tracţiune1 cu cupele 2, toba de acţionare 3 plasată la partea superioară, toba de întindere 4, toate închise într-o cutie metalică 5.

Clasificarea elevatoarelor se poate face după mai multe criterii:

- după viteza organului flexibil de tracţiune:
  - elevatoare lente, la care viteza este mai mică de 1 m/s;
  - elevatoare rapide, la care viteza este mai mare de 1 m/s;
- după modul de descărcare:
  - elevatoare cu descărcare gravitaţională liberă (fig. 3.43.);
  - elevatoare cu descărcare gravitaţională dirijată (fig. 3.44.);
  - elevatoare cu descărcare centrifugală (fig. 3.45.);
  - elevatoare cu descărcare mixtă;
- după felul montării cupelor pe organul flexibil de tracţiune:
  - elevatoare cu cupe alipite (fig. 3.46.b.);
  - elevatoare cu cupe distanţate (fig. 3.46.a.);

● după modul de încărcare al cupelor:

- elevatoare cu încărcare în vrac; cupele se umplu la trecerea lor prin masa de material de la piciorul elevatorului (fig. 3.47.);
- elevatoare cu încărcare prin turnare în cupe; materialul este turnat de sus în cupe în flux continuu (fig. 3.48.);

● după felul organului flexibil de tracţiune:

- elevatoare cu bandă, de cauciuc cu inserţie textilă sau bandă textilă;
- elevatoare cu lanţ, unul sau două lanţuri cu eclise şi bucşe.

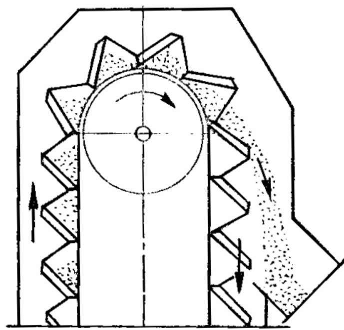


Fig. 3.43 Elevator cu descărcare gravitaţională

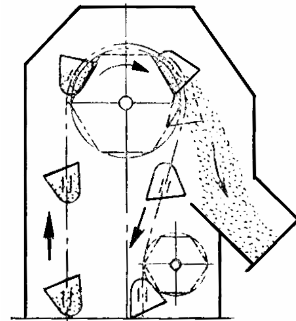


Fig. 3.44. Elevator cu descărcare gravitaţională dirijată

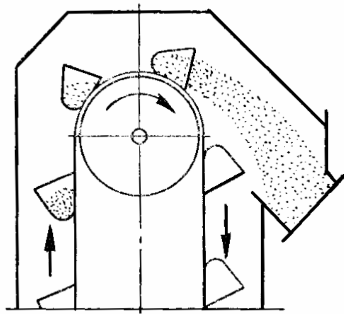


Fig. 3.45. Elevator cu descărcare centrifugală

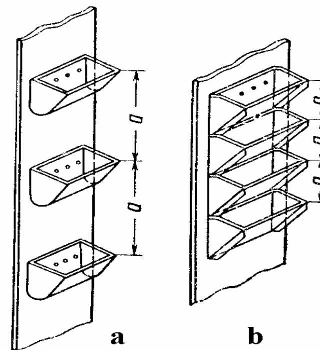


Fig. 3.46. Modul de montare a cupelor pe organul flexibil de tracţiune

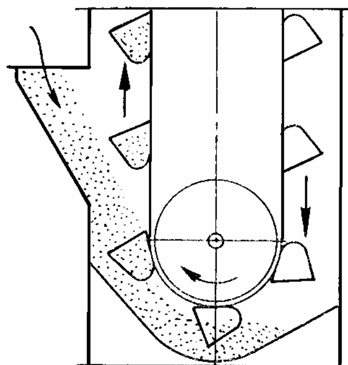


Fig. 3.47. Elevator cu încărcare în vrac

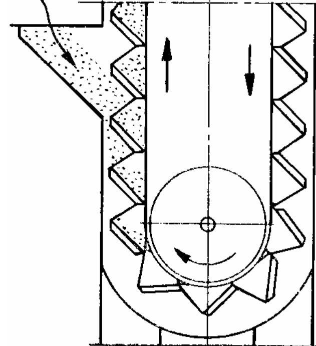


Fig. 3.48. Elevator cu încărcare prin turnare în cupe

La elevatoarele cu bandă acţionarea şi întinderea benzii se realizează prin intermediul unor tobe, în timp ce la elevatoarele cu lanţ, acestea sunt realizate cu ajutorul unor roţi de lanţ profilate.

Cupele sunt realizate din tablă de oţel de 2-8 mm grosime, construcţie sudată sau ambutisate, având două forme specifice: cu fund rotunjit (cu adâncime redusă pentru materialele care se scurg greu şi tind să adere la suprafaţa cupelor, respectiv adânci pentru materialele care se scurg uşor) sau cu fund ascuţit şi bordură la marginile feţei anterioare care, formează un jgheab de scurgere necesar la descărcarea cupelor (se folosesc la transportul materialelor cu granulaţie mijlocie şi mare).

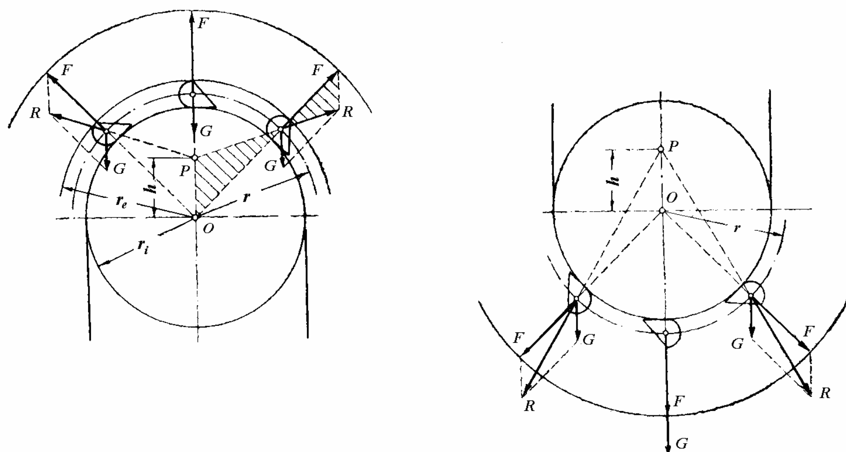


Fig. 3.49. Schema procesului de descărcare şi încărcare a cupei

La trecerea cupei prin dreptul roţii de acţionare sau de întindere (fig. 3.49.), asupra fiecărei particule acţionează o forţă de gravitaţie $G = mg$ şi o forţă centrifugă $F = m\omega^2 r$. Rezultanta *R* are direcţia care întâlneşte verticala dusă prin centrul roţii în punctul *P* numit polul mişcării. Poziţia lui pe axa verticală faţă de centrul roţii (sau a tobei) depinde de turaţia acesteia:

$$h = \frac{895}{n^2}, \text{ în m} \qquad (3.85.)$$

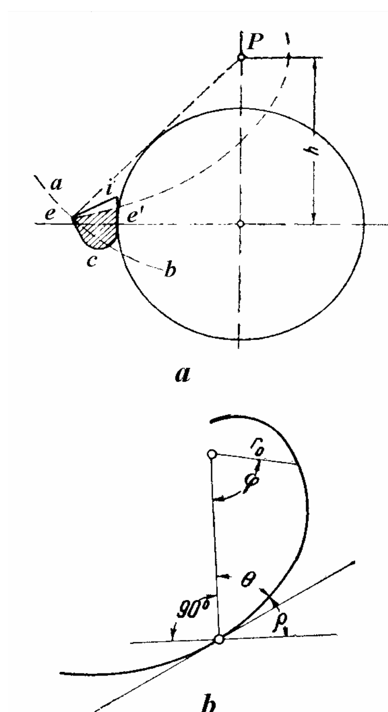


Fig. 3.50. Forma suprafeţei libere a materialului din cupă

Dacă se consideră o cupă ce intră pe traiectoria circulară în jurul tobei de acţionare (fig. 3.50.), atunci asupra fiecărei particule aflată în cupă acţionează o forţă rezultantă care porneşte din polul *P*. Pentru un lichid aflat în cupă, suprafaţa liberă a sa va fi un cilindru a cărui urmă pe planul figurii ar fi cercul *ab* cu centrul în *P* şi care trece prin marginea exterioară a cupei, respectiv punctul *e*. Cum în cupă se află material vrac cu unghiul taluzului natural în mişcare ρ, atunci în orice punct unghiul θ, cuprins între raza vectoare plecată din polul *P* şi tangenta la urma suprafeţei libere a materialului, va avea valoarea constantă $\theta = 90 - \rho$. Dar:

$$tg\theta = \frac{rd\varphi}{dr} = ctg\rho \qquad (3.86.)$$

care prin integrare devine:

$$\ln r - \ln r_0 = \varphi tg\rho \qquad (3.87.)$$

sau:

$$r = r_0 e^{\varphi tg\rho} \qquad (3.88.)$$

Relaţia de mai sus reprezintă ecuaţia unei spirale logaritmice şi rezultă că suprafaţa liberă a materialului aflat în cupă va fi reprezentat de arcul *ee'*, surplusul de material deplasându-se, sub acţiunea forţelor rezultante , spre marginea *e* de unde se revarsă din cupă.

Pentru a evita consumul inutil de energie cu încărcarea cupelor peste volumul corespunzător suprafeţei haşurate din figură, coeficientul de umplere a cupelor trebuie să nu depăşească valoarea:

$$\psi = \frac{\text{aria}\,ece'}{\text{aria}\,eci} \qquad (3.89.)$$

Se poate constata din figură că acest coeficient de umplere depinde de mărimea unghiului taluzului natural şi de poziţia polului mişcării. Cu cât creşte distanţa polară (adică scade turaţia) coeficientul de umplere creşte.

Aceiaşi tendinţă se înregistrează şi la încărcarea cupei, când aceasta trece pe după toba de întoarcere, unde are loc încărcarea cu material din vrac. Pentru a asigura un coeficient de umplere cât mai bun trebuie ca materialul din zona de umplere să aibă timpul necesar să revină la loc, astfel ca umplerea cupei următoare să se realizeze la acelaşi coeficient de umplere. În caz contrar cupa va întâlni un gol de material, fapt ce va duce la umplerea parţială a acesteia. Pentru a elimina acest neajuns, cupele se montează cu un anumit pas iar viteza organului flexibil de tracţiune este mică. Nu se recomandă umplerea cupelor din vrac la materialele care curg greu sau au granulaţia mare. Pentru acestea se recomandă umplerea prin turnarea materialului direct în cupe, cupele fiind dispuse una lângă alta.

Descărcarea cupelor are loc la trecerea peste toba superioară şi aici un rol important îl are poziţia polului mişcării, respectiv distanţa polară *h*. Din figura 3.45. se poate constata că există trei situaţii:

- $h < r_i$: forţa centrifugă predomină asupra gravităţii şi avem o descărcare centrifugală;
- $h > r_e$:forţa gravitaţională predomină şi avem o descărcare gravitaţională liberă;
- $r_i < h < r_e$: avem o descărcare centrifugo-gravitaţională.

În practică, la transportul cerealelor se foloseşte descărcarea gravitaţională, în timp ce la alte materiale se foloseşte descărcarea mixtă sau cea gravitaţională. Pentru descărcarea mixtă, viteza organului flexibil de tracţiune nu trebuie să depăşească valoarea pentru care forţa centrifugă este mai mare de 2/3 din forţa de greutate:

$$\frac{mv^2}{r_i} < \frac{2}{3}mg \Leftrightarrow v < 2{,}56\sqrt{r_i}\text{ , în m/s} \qquad (3.90.)$$

Întrucât $h = g / \omega^2$, se obţine în final condiţia descărcării mixte sau gravitaţionale :

$$\frac{v^2}{r_i} < \frac{2}{3}h\omega^2 \Rightarrow h > 1{,}5r_i \qquad (3.91.)$$

Productivitatea elevatoarelor cu cupe se determină în mod similar ca la transportoarele cu cupe (relaţia 3.83.) sub forma:

$$Q = 3{,}6\frac{i}{a}v\gamma\psi\text{, în t/h} \qquad (3.92.)$$

unde *i* este capacitatea unei cupe, în litri;

γ - masa volumetrică a materialului.

Se stabilesc viteza benzii cu cupe şi coeficientul de umplere, în funcţie de caracteristicile materialului, apoi gradul de încărcare pe metrul liniar şi în final capacitatea cupelor.

În cazul elevatoarelor care transportă materialul pe verticală, rezistenţa la înaintare provine din greutatea materialului de pe ramura ascendentă, la care se adaugă rezistenţele ce apar la trecerea organului flexibil de tracţiune peste toba de acţionare, respectiv toba de întindere. La elevatoarele ce lucrează sub un unghi diferit de verticală, la rezistenţele specificate se mai adaugă şi cele datorate frecării sau rostogolirii pe ghidaje.

Faţă de celelalte transportoare, la elevatoarele cu cupe mai apare o rezistenţă specifică datorată umplerii cupelor la partea inferioară.

La stabilirea masei liniare a organului flexibil de tracţiune cu cupe se poate utiliza o relaţie empirică de forma:

$$q' = \xi Q \text{ , în kg/m} \tag{3.93.}$$

unde ξ este un coeficient ce ţine cont de tipul elevatorului şi forma cupei (valorile sunt date în tabelul 3.1.).

Tabelul 3.1. *Valorile coeficientului* ξ

Tipul elevatorului \ Productivitatea Q, t/h	<25	25-50	50-100	>100
Cu bandă:				
- cu cupe rotunjite, distanţate	0,6	0,5	0,4	0,3
- cu cupe ascuţite, alipite	-	-	0,6	-
Cu un lanţ:				
- cu cupe rotunjite, distanţate	0,75	0,6	0,5	-
- cu cupe ascuţite, alipite	-	-	0,8	-
Cu două lanţuri:				
- cu cupe rotunjite, distanţate	1,1	0,9	0,7	0,4
- cu cupe ascuţite, alipite	-	-	1,2	0,8

Determinarea forţelor care apar în organul flexibil de tracţiune se face prin calculul forţelor în puncte pe contur. La acestea trebuie respectată condiţia de întindere minimă a organului de tracţiune, sub care cupele tind să se încline, ceea ce duce la scăderea gradului de umplere a acestora. După verificarea benzii sau a lanţului la forţa de întindere maximă, se stabileşte rezistenţa totală la deplasare şi puterea necesară pentru acţionarea elevatorului, la fel ca în cazurile precedente.

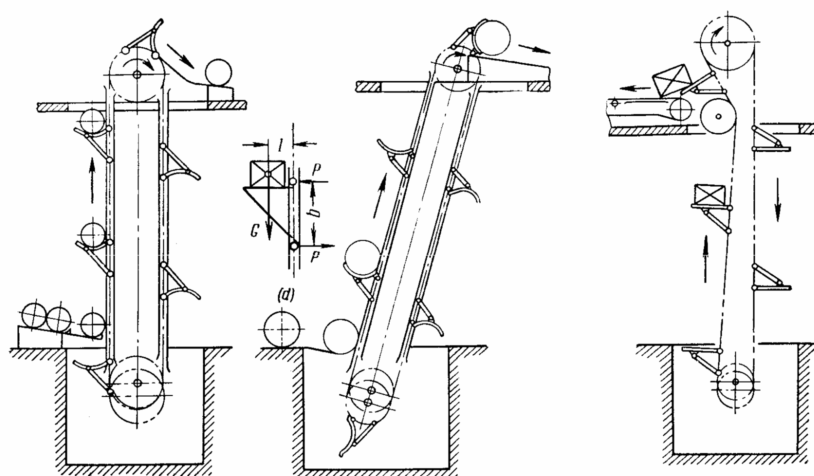


Fig. 3.51. Elevatoare pentru sarcini individuale

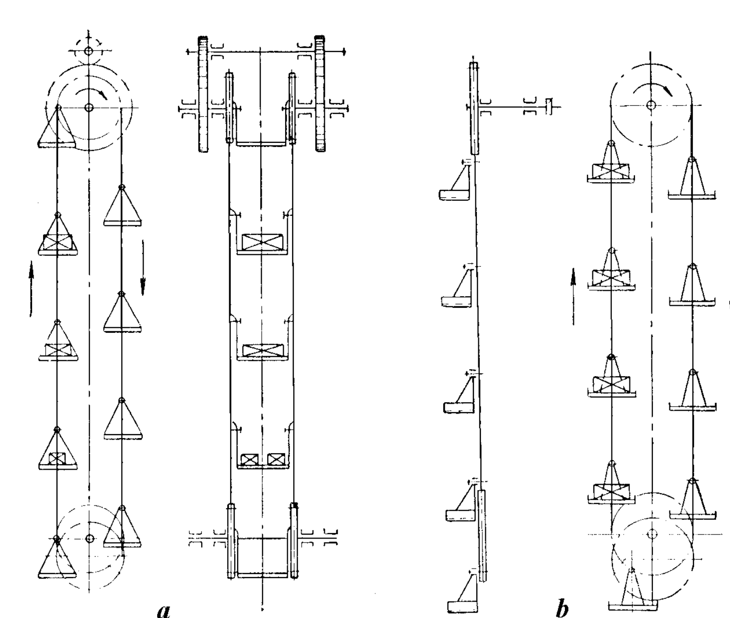


Fig. 3.52. Elevatoare cu poliţe: a- cu două lanţuri; b- cu un lanţ

Elevatoarele utilizate pentru transportul sarcinilor individuale sunt realizate sub forma unor suporţi montaţi în consolă pe organul flexibil de tracţiune (fig. 3.51.), lucrând pe verticală sau apropiat de verticală (în figură sunt prezentate şi modurile de preluare şi descărcare a sarcinilor), respectiv sub formă de poliţe sau leagăne (fig. 3.52.) şi care lucrează de regulă pe verticală.

Aceste tipuri de elevatoare se regăsesc la ridicarea sau coborârea lăzilor, a sacilor, a baloţilor, a butoaielor, a cutiilor mari, etc.

Calculul elevatoarelor pentru transportat sarcini individuale presupune determinarea rezistenţei totale la înaintare, a sarcinii maxime din organul de tracţiune şi a puterii necesare antrenării, pentru aceasta fiind folosite relaţiile de calcul de la elevatoarele cu cupe.

3.3.6. Transportoare suspendate

Transportoarele suspendate sunt instalaţii de transportat folosite, în mod deosebit, la abatoarele de mare capacitate, realizând un circuit închis pe orice direcţie în spaţiu. Sunt alcătuite dintr-un organ flexibil de tracţiune, de regulă un lanţ fără sfârşit, pe care, la partea inferioară, sunt dispuse la distanţe egale dispozitive de suspendare a sarcinii (fig. 3.53.), de tipul cârlige, cărucioare sau alte organe de suspendare a sarcinilor individuale. De partea superioară a lanţului sunt montate role care permit deplasarea ansamblului pe o cale de rulare suspendată.

Lungimea unui transportor suspendat poate ajunge la valori de 2000 m, în funcţie de necesităţi. Viteza de deplasare a organului flexibil se încadrează în limitele 0,01-0,35 m/s. Dacă în anumite condiţii este necesară modificarea vitezei de lucru, în construcţia mecanismului de acţionare este prevăzut un variator de viteză. Mărimea sarcinii poate varia în limite foarte largi, de la câteva kilograme şi până la câteva sute de kilograme (de exemplu, de la greutatea păsărilor şi până la cea a bovinelor). Pasul de dispunere a organelor de suspendare şi viteza depind de tipul sarcinii şi de necesităţile tehnologice, respectiv operaţiile care se execută la deplasarea sarcinilor cu transportorul suspendat (asomare, jugulare, opărire, pârlire, jupuire, eviscerare, etc.).

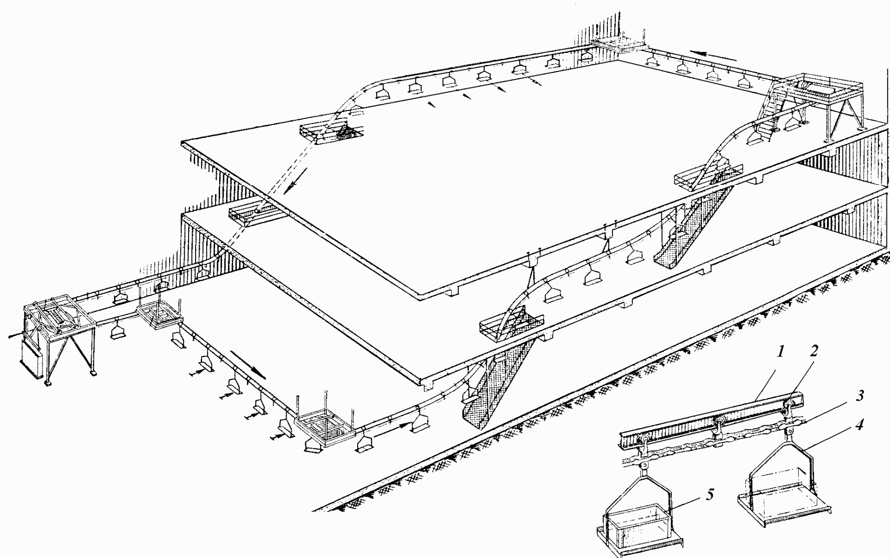


Fig. 3.53. Transportor suspendat: 1- cale de rulare; 2- rolă de rulare; 3- organul flexibil de tracţiune; 4- organul de suspendare a sarcinii; 5- sarcina de transportat.

Transportoarele suspendate sunt prevăzute cu dispozitive de acţionare, de întindere şi de abatere, tipul şi numărul acestora fiind impus de necesitatea realizării traseului de transport şi a forţei de tracţiune din lanţ.

Calea de rulare este realizată din profile laminate în formă de I (cel mai utilizat în practică), U sau T. Profilul I are un dezavantaj şi anume faptul că obada roţilor de rulare trebuie să fie conică, deoarece talpa profilului are aceiaşi înclinaţie, efectul fiind apariţia unei rezistenţe suplimentare la rulare şi în final uzura crescută a căii de rulare. Cu bune rezultate se pot folosi şi căi de rulare compuse din două profile cornier care, permit realizarea unor curbe cu raze mai mici şi a unor trasee în plan vertical. Căile de rulare sunt suspendate la construcţiile unde sunt amplasate, fie de tavan, fie pe stâlpi de susţinere prevăzuţi cu console.

Ansamblul format din cărucioare şi organul flexibil de tracţiune au construcţia dependentă de forma traseului şi de forţa de tracţiune necesară. În practică se folosesc următoarele tipuri de organe flexibile de tracţiune:

- lanţuri cu zale sudate din oţel rotund;
- lanţuri cu eclise şi bucşe, mai rar şi cu role;
- lanţuri forjate demontabile;
- cabluri de oţel, similare celor folosite la maşinile de ridicat.

Fiecare dintre organele flexibile de tracţiune de mai sus au avantaje şi dezavantaje, iar din cauza alungirilor suferite în timp şi a lungimii mari, necesită dispozitive de întindere pe măsură.

Cărucioarele care se deplasează pe calea de rulare pot fi active (când au montate pe ele un dispozitiv de prindere sau suspendare a sarcinii) sau intermediare (când au rolul de a susţine organul flexibil de tracţiune între cărucioarele active).

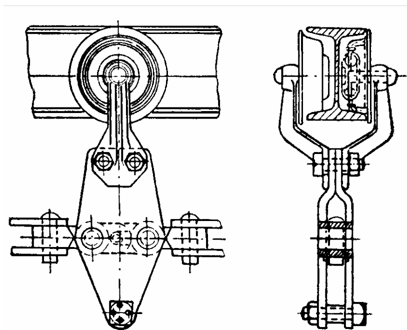


Fig. 3.54 Cărucior cu câte o rolă pe fiecare parte a căii de rulare

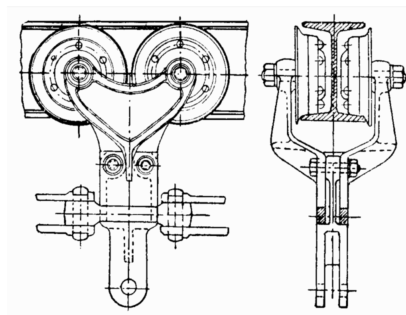


Fig. 3.55. Cărucior cu role tandem

La transportul sarcinilor mici se foloseşte căruciorul care are dispuse două role, câte una de fiecare parte a şinei de rulare (fig. 3.54.), iar la transportul sarcinilor mari se pot folosi cărucioare cu role tandem (fig. 3.55.).

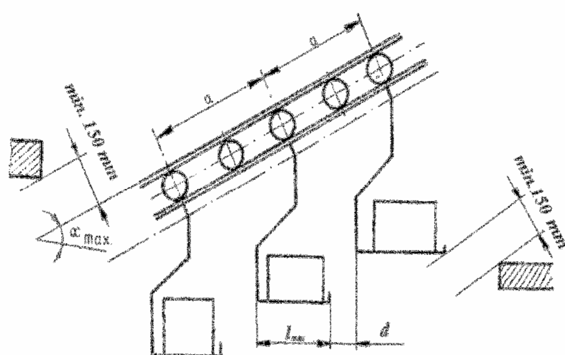


Fig. 3.56. Calculul distanţei dintre cărucioare

Dispozitivele de abatere şi întindere folosite la realizarea traseelor şi întinderea organului flexibil de tracţiune, trebuie să asigure raza minimă necesară impusă de mărimea sarcinilor. Astfel, la trecerea de pe un traseu orizontal la unul înclinat (fig. 3.56.), ca urmare a apropierii sarcinilor trebuie respectată condiţia:

$$a \geq \frac{1}{\cos \alpha_{\max}} \left(l_{\max} + d \right) \quad (3.94.)$$

unde *a* este pasul cărucioarelor;

l_{max} – lăţimea maximă a sarcinii de transportat.

Acelaşi lucru trebuie respectat şi în cazul când sarcinile parcurg un traseu curb în plan orizontal.

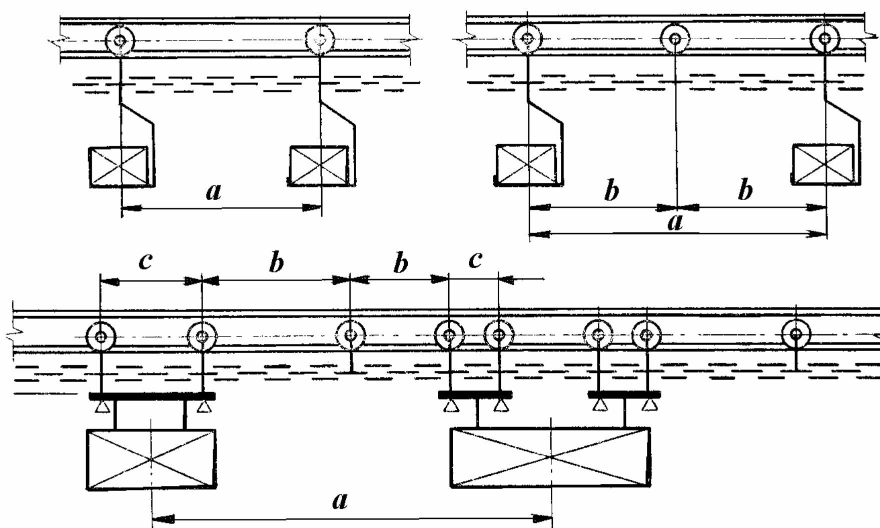


Fig. 3.57. Diverse moduri se montare a cărucioarelor în funcţie de caracteristicile sarcinii

Totodată, dacă distanţa dintre cărucioarele active face ca lanţul de tracţiune să realizeze o săgeată prea mare, între ele se intercalează cărucioare intermediare.

În funcţie de mărimea sarcinii ce trebuie transportată, cărucioarele se por monta în mai multe variante (fig. 3.57.), astfel că distanţa minimă dintre cărucioare trebuie stabilită pentru fiecare caz particular.

Mecanismele de acţionare a organului flexibil de tracţiune depind de tipul acestuia. La cablurile din oţel antrenarea se face de către roata de acţionare prin fricţiune, iar la celelalte tipuri prin angrenarea cu roţi profilate. Dacă lungimea transportorului este relativ mică, atunci se poate folosi un singur mecanism de acţionare. Dacă lungimea este mare şi forţa de tracţiune din organul flexibil de asemenea, atunci pe traseul acestuia se prevăd mai multe mecanisme de acţionare, plasate în punctele cele mai convenabile. După fiecare mecanism de acţionare trebuie dispus un mecanism de întindere obligatoriu.

Un model de angrenare special este cel din figura 3.58. Aici lanţul de tracţiune este antrenat în mişcare de un alt lanţ special, prevăzut cu dinţi de angrenare.

Productivitatea transportorului suspendat se poate determina cu relaţia 3.3. iar dacă se exprimă în număr de bucăţi pe oră, atunci are forma:

$$Q_n = 3600 \frac{v}{a} \qquad (3.95.)$$

unde v este viteza transportorului.

Pentru a putea determina puterea necesară la roata sau roţile mecanismului de acţionare trebuie stabilite mai întâi rezistenţele care se opun deplasării.

Fig. 3.58. Mecanism de acţionare cu lanţ cu dinţi: 1- roată antrenare; 2 roată întindere; 3- lanţ antrenare; 4- dinţi sau pinteni de angrenare; 5- ghidaje; 6- role de presare.

Rezistenţa la înaintare se calculează plecând de la aproximarea sarcinii liniare a organului de tracţiune, rezultând următoarele:

- masa liniară totală a tronsoanelor neîncărcate ale transportorului:

$$q_0 = \frac{G_c}{a_c} + \frac{G_s}{a} + q_1 \text{, în kg/m} \qquad (3.96.)$$

în care G_c este masa unui cărucior, în kg;

G_s – masa unui dispozitiv de suspendare a sarcinii, în kg;

a_c – pasul cărucioarelor active şi intermediare, în m;

a - pasul cărucioarelor active, în m;

q_1 – masa liniară organului de tracţiune, în kg/m

- masa liniară totală a tronsoanelor încărcate ale transportorului:

$$q' = \frac{G}{a} + q_0 \qquad (3.97.)$$

unde G este masa sarcinii utile, în kg;

Verificarea preliminară a organului de tracţiune se poate face cu ajutorul unei formule de aproximare ce dă valoarea forţei maxime pe care trebuie să o preia acesta:

$$S_{\max} = S_0 + wg(q' L_{H1} + q_0 L_{H0})(1 + kk_h hk_v vk_b b) \pm Hg(q' - q_0)\text{, în N} \quad (3.98.)$$

în care S_0 este forţa minimă de pe traseu şi care se ia între 500-1000 N;

w – rezistenţa specifică la înaintare pe traseul rectiliniu;

L_{H1} – lungimea totală proiectată pe orizontală a tronsoanelor parcurse de către sarcină;

L_{H0} – lungimea totală proiectată pe orizontală a tronsoanelor parcurse fără sarcină;

k – coeficient de corecţie (k = 0,3-0,65);

k_h – coeficient de rezistenţă la trecerea printr-o curbă în plan orizontal pe o roată de abatere (h este numărul de curbe orizontale);

k_b – coeficient de rezistenţă la trecerea printr-o curbă în plan orizontal pe o baterie de role (b este numărul de baterii de role);

k_v – coeficient de rezistenţă la trecerea printr-o curbă în plan vertical (v este numărul curbelor în plan vertical);

H – diferenţa de nivel la care este sarcina este ridicată (+) sau coborâtă (-).

Valoarea coeficienţilor depinde de forma traseului şi regimul de exploatare, fiind prezentaţi în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2. *Valorile coeficienţilor de rezistenţă la înaintare*

Regimul de exploatare al transportorului	w	k_h	k_b	k_v
Uşor: traseu simplu, atmosferă curată, lipsită de praf şi abur;	0,025	1,04	1,025	1,02
Mijlociu: traseu complicat, atmosferă cu praf neabraziv şi umiditate scăzută;	0,03	1,05	1,03	1,025
Greu: traseu complicat, temperaturi ridicate, praf şi umiditate ridicate.	0,4	1,07	1,04	1,03

La deplasarea pe porţiuni rectilinii rezistenţa specifică la înaintare este compusă din frecarea din axele rolelor şi frecarea de rostogolire a roţilor pe calea de rulare, la care se adaugă şi frecarea suplimentară datorită conicităţii roţilor când rulează pe un profil I, fiind dată de relaţia:

$$w = \left(\mu \frac{d}{2R} + \frac{f}{R} + 0{,}7\mu_1^2 + \frac{\mu_1 l}{R} \sin \alpha \right) \quad (3.99.)$$

unde μ este coeficientul de frecare din lagărul roţii;

μ_1 - coeficientul de frecare dintre roată şi şină;

f – coeficientul de frecare la rostogolire;

l – lăţimea activă a obezii roţii;

R – raza medie a roţilor;

α - unghiul de pantă al feţei interioare a profilului I.

3.4. Transportoare fără organ flexibil de tracţiune

3.4.1. Transportoare elicoidale

Transportoarele elicoidale sunt destinate lucrului cu materiale vrac de granulaţie mică şi mijlocie ($a_{\max} \leq 150mm$). Din punct de vedere constructiv (fig. 3.59.) ele se compun din jgheabul 4 în care se roteşte melcul 5, acţionat de motorul electric 1 şi reductorul 2. Materialul este introdus în jgheab prin gura de alimentare 6, deplasat axial de către spira melcului şi evacuat prin orificiul 3, plasat la fundul jgheabului. Turaţia melcului se alege de aşa manieră încât materialul să nu fie antrenat în mişcare de rotaţie odată cu spira melcului, el rămânând pe fundul jgheabului în permanenţă, datorită greutăţii proprii.

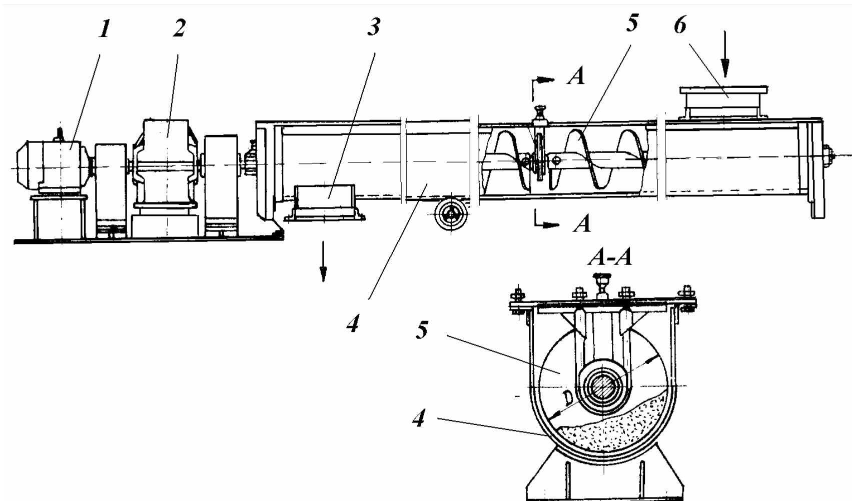


Fig. 3.59. Transportor elicoidal

Transportoarele elicoidale pot fi folosite la transportul pe orizontală a materialelor vărsate şi înclinate cu până la 20^0, pe distanţe de până la 30 m, dar sunt construcţii speciale care permit transportul materialului chiar şi pe verticală (fig. 3.60.).

Organul de lucru al transportorului este un melc a cărui variante constructive se pot vedea în figura 3.61. De regulă, diametrul exterior al spirei melcului are valori cuprinse între 150-600 mm iar turaţia variază între 40-200 rot/min. Melcul se execută cu un singur început, mai rar cu două începuturi, pasul spirei fiind egal cu diametrul, la materialele neabrazive sau 0,8 din diametru la materialele abrazive. Axul pe care se dispune spira poate fi plin sau tubular, iar pentru lungimi de transport mari el se execută din tronsoane îmbinate şi susţinute pe lagăre.

Jgheabul prin care se roteşte melcul se execută din tablă de oţel de 3-6 mm grosime, între ele fiind lăsat un interstiţiu de 3-5 mm. De forma fundului jgheabului (fig. 3.62.) depinde mărimea coeficientului de umplere. Partea superioară a jgheabului este dreptunghiulară, condiţie în care se poate aplica un capac etanş şi intervenţie rapidă în caz de necesitate.

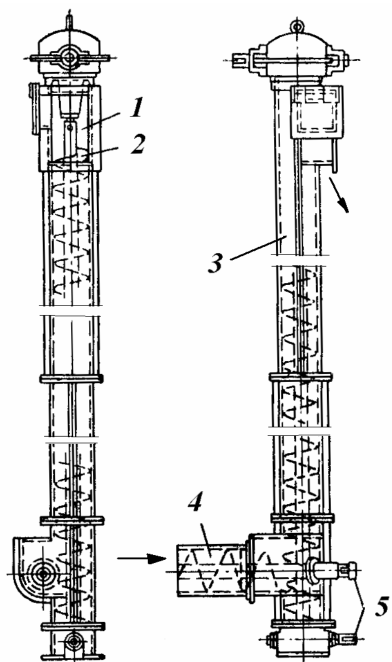


Fig. 3.60. Transportor elicoidal vertical: 1- gură evacuare; 2- melc; 3- jgheab cilindric; 4- transportor alimentare; 5- mecanisme de antrenare

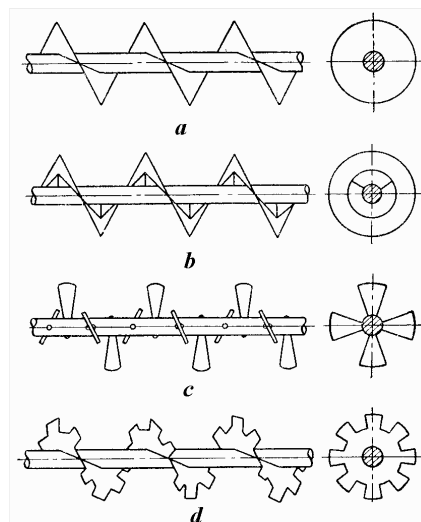


Fig. 3.61. Tipuri constructive de melci: a- cu elice completă; b- cu elice cu spiţe; c- cu lopeţi dispuse elicoidal; d- cu margine dinţată.

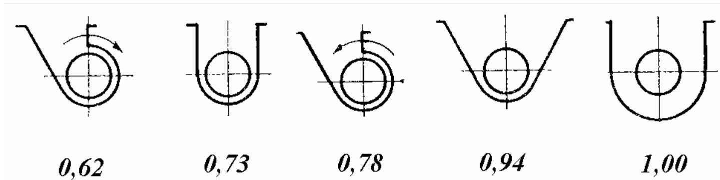


Fig. 3.62. Mărimea coeficientului de umplere în funcţie de forma jgheabului

La transportoarele elicoidale ce ridică materialul pe verticală melcul are spira cu elice completă şi jgheabul de formă cilindrică, total umplut cu material. Turaţia melcului se alege astfel încât materialul din coloana verticală să fie apăsat pe peretele interior al jgheabului, iar prin frecarea lui cu acesta se evită antrenarea odată cu melcul. Pe acest principiu se pot realiza înălţimi de ridicare de până la 15 m.

Productivitatea transportorului elicoidal se determină plecând de la mărimea sarcinii liniare care, pentru un melc cu diametrul exterior *D* şi diametrul axului *d*, este:

$$q = 1000\frac{\pi(D-d)^2}{4}\gamma\psi \text{ ,în kg/m} \qquad (3.100.)$$

în care ψ este coeficientul de umplere;

γ - masa volumetrică a materialului.

Viteza de deplasare a materialului în lungul transportorului este:

$$v = \frac{pn}{60} = \frac{kD}{60}n \qquad (3.101)$$

unde *n* este turaţia melcului, în rot/min;

p – pasul melcului, în m $(p = kD)$;

Cu aceste date productivitatea transportorului elicoidal devine:

$$Q = 3{,}6qv = 3{,}6\cdot 1000\frac{\pi(D-d)^2}{4}\frac{pn}{60}\gamma\psi = 15\pi(D-d)^2 pn\gamma\psi \qquad (3.102.)$$

Dacă transportorul elicoidal lucrează sub un unghi cuprins între 0-20^0 atunci productivitatea sa va fi afectată de un coeficient ce scade cu unghiul de înclinare, de la 1,0 pentru direcţia orizontală, la 0,65 pentru un unghi de 20^0.

Rezistenţa la înaintare este datorată frecării materialului cu suprafaţa melcului şi peretele jgheabului, frecarea dintre granulele materialului ca efect al amestecării sale, respectiv componenta greutăţii datorită pantei transportorului.

Pentru primele rezistenţe este greu de stabilit relaţii matematice şi ca urmare, rezistenţa specifică *w* se găseşte, determinată experimental, în tabele de specialitate.

Considerând transportorul elicoidal din figura 3.63. înclinat cu unghiul oarecare α, rezistenţa totală la înaintare se poate calcula cu relaţia:

$$R = wgq(L\cos\alpha \pm L\sin\alpha) = wgq(L_H \pm H) \qquad (3.103.)$$

Puterea necesară la axul melcului este:

$$P_a = \frac{Rv}{102} = \frac{wgqv}{102}(L_H \pm H) = wg\frac{Q}{367}(L_H \pm H)\text{, în kW} \qquad (3.104.)$$

Pentru determinarea forţei axiale din lagărul transportorului se stabileşte mai întâi momentul motor la axul melcului:

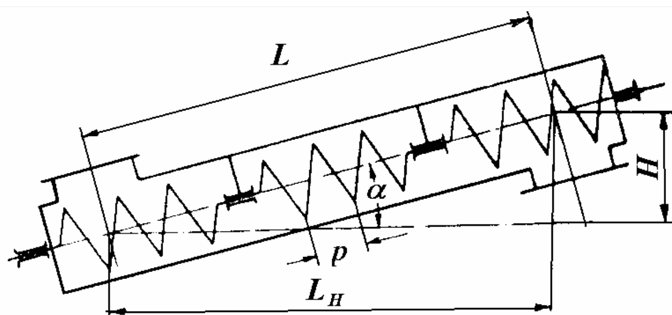


Fig. 3.63. Modelul general de calcul al transportorului

$$M_t = 975\frac{P_a}{n} \qquad (3.105.)$$

şi de aici forţa axială cu relaţia şurubului:

$$F_a = \frac{M_t}{R' tg(\alpha' + \varphi)} \qquad (3.106.)$$

în care *R'* este raza medie activă a melcului, corespunzător gradului de umplere a jgheabului transportorului;

α' - unghiul de înclinare a elicei melcului;

φ - unghiul de frecare dintre materialul transportat şi melc.

3.4.2. Transportoare gravitaţionale

Sunt destinate transportului de materiale vrac sau bucăţi individuale folosind ca forţă motrice acţiunea gravitaţiei, deplasarea având loc în sensul coborârii sarcinii. Din punct de vedere constructiv transportoarele gravitaţionale sunt de tipul plan înclinat rectiliniu (fig. 3.67) sau în spirală (fig. 3.64.), cu şicane (fig. 3.66.), jgheab pentru materiale vărsate sau cu rulouri (sau role de diverse forme) şi care formează un transportor cu rulouri (fig. 3.65.).

Planurile înclinate sunt folosite la transportul sarcinilor individuale sau a materialelor vărsate cu granulaţie mijlocie şi mare şi care se pot rostogoli. În cazul sarcinilor individuale unghiul de înclinare a planului trebuie să aibă o valoare mai mare decât unghiul de frecare al materialului cu suprafaţa acestuia (fig. 3.67.), adică:

$$mg\sin\alpha > F_f = \mu mg\cos\alpha \Leftrightarrow tg\alpha > \mu \qquad (3.107.)$$

în care μ este coeficientul de frecare al materialului cu suprafaţa planului înclinat.

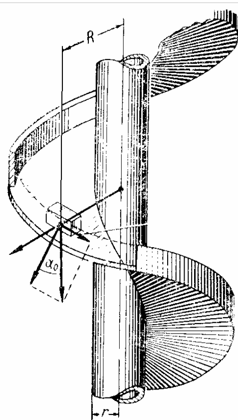


Fig. 3.64. Transportor gravitaţional elicoidal

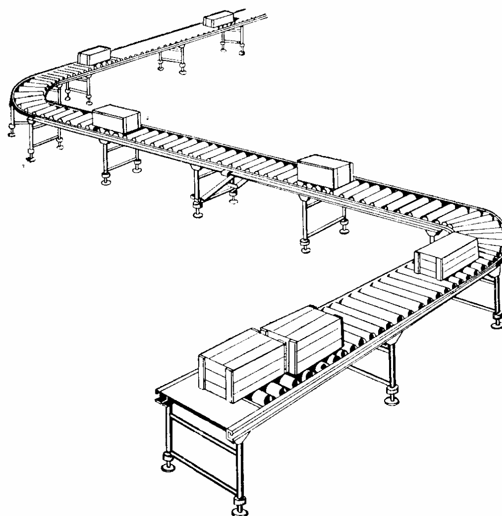
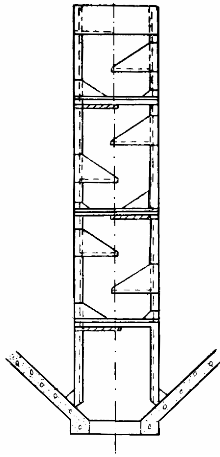


Fig. 3.65. Transportor gravitaţional cu rulouri



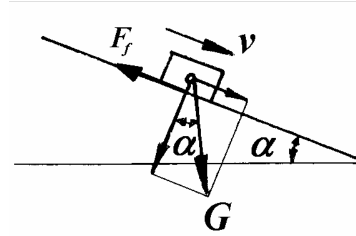


Fig. 3.67. Plan înclinat de transport

Fig. 3.66. Transportor gravitaţional cu şicane

Din relaţia precedentă rezultă că unghiul de înclinare α trebuie să fie mai mare decât unghiul de frecare ρ $(\mu = tg\rho)$. Din motive de limitare a vitezei de coborâre a sarcinii ($v < 2m/s$), unghiul planului înclinat trebuie să fie cu puţin peste unghiul de frecare.

Pentru jgheaburi viteza de deplasare a materialului se determină în funcţie de unghiul de înclinare al acestora, folosind relaţia aproximativă:

$$v = 5\sqrt{tg\alpha}\text{, în m/s} \tag{3.108.}$$

Productivitatea transportoarelor gravitaţionale cu jgheab se determină cu relaţia:

$$Q = 3600 A_0 \psi \gamma v\text{, în t/h} \tag{3.109.}$$

unde A_0 este secţiunea jgheabului, în m^2;

Viteza de deplasare a materialului depinde de forma traseului jgheabului. Pentru jgheabul rectiliniu (fig. 3.68.), o particulă de material de masă *mg* aflată pe zona *AB* se va pune în mişcare de coborâre dacă este îndeplinită condiţia:

$$mg\sin\beta_1 > \mu_0 mg\cos\beta_1 \tag{3.110.}$$

unde μ_0 este coeficientul de frecare în stare de repaus.

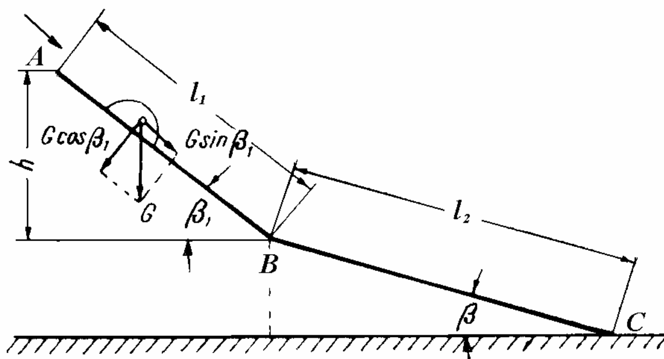


Fig. 3.68. Calculul vitezei materialului în jgheaburi

Din momentul în care s-a pus în mişcare, particula accelerează şi în punctul *B* atinge viteza *v*. Pentru ca valoarea ei să rămână constantă trebuie ca unghiul de înclinare al jgheabului să fie egal cu unghiul de frecare în mişcare al particulei.

Dacă în punctul *A* particula are o viteză iniţială v_A, pe porţiunea *AB* lucrul mecanic va avea expresia:

$$mgh = \mu mg\cos\beta_1 l_1 + \frac{m}{2}\left(v^2 - v_A^2\right) \tag{3.111.}$$

Din figură se poate vedea că $h = l_1\sin\beta_1$ şi dacă se înlocuieşte în relaţia de mai sus se obţine:

$$\frac{v^2 - v_A^2}{2g} l_1(\sin\beta_1 - \mu\cos\beta_1) \tag{3.112.}$$

De aici se poate determina mărimea lui *v*. De regulă se impune ca şi condiţie $v < 2m/s$, pentru a evita sfărâmarea materialului la deplasarea prin jgheab. Cunoscând viteza iniţială v_A şi pe *v* din relaţia de mai sus, se poate stabili unghiul de pantă necesar din condiţia de viteză:

$$tg\beta_1 = \frac{2gh\mu}{2gh + v_A^2 - v^2} \qquad (3.113.)$$

Pentru situaţia în care $v = v_A$, adică viteza este constantă, relaţia de mai sus se reduce la egalitatea cunoscută, $tg\beta = \mu$.

La deplasarea unui corp de revoluţie pe un plan înclinat apare o rezistenţă specifică la rostogolire care se poate determina cu relaţia:

$$w = k\frac{f}{\frac{D}{2}} \qquad (3.114.)$$

în care *k* este coeficient ce ţine cont de frecarea gulerului sau a părţilor conice ale corpului ($k = 0{,}5 - 2$);

f – coeficient de frecare la rostogolire;

D – diametrul obiectului.

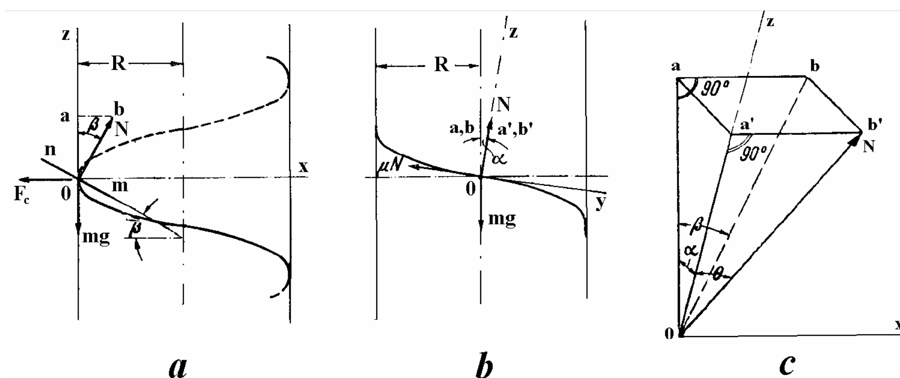


Fig. 3.69. Modelul de calcul al deplasării particulei într-un jgheab elicoidal

Pentru a avea o mişcare cu viteză constantă trebuie ca planul înclinat să aibă panta care să îndeplinească condiţia $tg\beta = w$.

La deplasarea particulei pe un plan înclinat elicoidal apare o forţă centrifugă ce tinde să o scoată de pe suprafaţa jgheabului (fig. 3.69.). Acest lucru este împiedicat prin asigurarea unui jgheab a cărui fund este o suprafaţă elicoidală, generată de o dreaptă *mn* înclinată cu unghiul β faţă de orizontală.

În cele două proiecţii ale traiectoriei elicoidale a particulei *0* sau luat ca axe de referinţă sistemul ortogonal format din:

- tangenta la traiectorie *0y*;
- normala principală *0x*;
- binormala *0z*.

Asupra particulei aflată în echilibru acţionează următoarele forţe:

● greutatea particulei *mg* îndreptată pe direcţia verticală;

● forţa centrifugă $F_c = mv^2/\rho$ pe direcţia normalei principale;

● reacţiunea normală la suprafaţa elicoidală *N*, situată în planul *x0z* format de normala principală şi binormala;

● forţa de frecare μN dirijată după tangenta *0y*.

Dacă α este unghiul de înclinare a elicei şi *R* raza cilindrului de bază, atunci raza de curbură este $\rho = R/\cos^2\alpha$, iar forţa centrifugă are expresia:

$$F_c = \frac{mv^2}{R}\cos^2\alpha \qquad (3.115.)$$

Din figură se poate determina unghiul θ format de reacţiunea normală *N* şi binormala *0z*:

$$tg\theta = \frac{a'b'}{Oa'} = \frac{ab}{Oa/\cos\alpha} = tg\beta\cos\alpha \qquad (3.116.)$$

Cu aceste precizări se pot scrie ecuaţiile de echilibru ale particulei *0* proiectate pe cele trei axe:

$$0x:\ \frac{mv^2}{R}\cos^2\alpha = N\sin\theta \qquad (3.117.)$$

$$0y:\ mg\sin\alpha = \mu N \qquad (3.118.)$$

$$0z:\ mg\cos\alpha = N\cos\theta \qquad (3.119.)$$

Se împarte relaţia (3.117) la (3.119) şi ţinând cont de relaţia (3.116.) se obţine:

$$tg\beta = \frac{v^2}{Rg} \qquad (3.120.)$$

Din relaţiile (3.118.) şi (3.119.) se obţine:

$$\mu\cos\alpha = \sin\alpha\cos\theta \qquad (3.121.)$$

Din relaţia (3.116.) rezultă:

$$\cos\theta = \frac{1}{\sqrt{1+tg^2\theta}} = \frac{1}{\sqrt{1+tg^2\beta\cos^2\alpha}} \qquad (3.122.)$$

Înlocuind pe $\cos\theta$ în relaţia (3.121.) şi ridicând la pătrat se obţine:

$$\mu^2\cos^2\alpha = \frac{\sin^2\alpha}{1+tg^2\beta\cos^2\alpha} \qquad (3.123.)$$

care se grupează sub forma:

$$\frac{tg^2\alpha - \mu^2}{\mu^2\cos^2\alpha} = tg^2\beta \qquad (3.124.)$$

Dacă în relaţia (3.123.) se înlocuieşte $\cos^2\alpha = 1/\left(1+tg^2\alpha\right)$, prin ordonare se obţine forma:

$$tg^4\alpha + \left(1-\mu^2\right)tg^2\alpha - \mu^2\left(1+tg^2\beta\right) = 0 \qquad (3.125.)$$

Relaţiile de mai sus permit determinarea unuia dintre parametrii α, β sau *v*, dacă din punct de vedere constructiv sunt precizaţi doi dintre aceştia. Pentru particula care se deplasează pe un asemenea jgheab viteza *v* va fi constantă deoarece, chiar dacă forţa centrifugă ar determina deplasarea particulei pe o traiectorie cu raza *R* mai mare, acesteia îi va corespunde un unghi α mai mic, viteza *v* va scade şi corespunzător va scade şi forţa centrifugă. Acelaşi efect dar în sens invers l-ar avea suprafaţa jgheabului dacă particula ar avea tendinţa să se deplaseze pe o traiectorie cu raza mai mică.

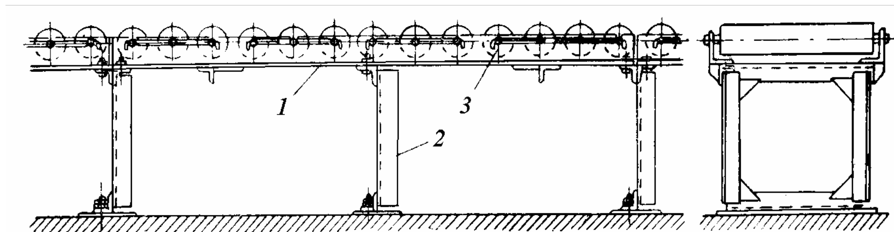


Fig. 3.70. Transportor gravitaţional cu rulouri

Transportoarele cu rulouri sunt folosite la transportul sarcinilor individuale şi din punct de vedere constructiv ele pot fi cu rulouri neacţionate sau cu rulouri acţionate, caz în care sarcinile por fi deplasate şi în pantă urcătoare.

Transportorul gravitaţional cu rulouri (fig. 3.70.) este alcătuit dintr-un schelet cu picioare de susţinere 2, pe care se sprijină două lonjeroane 1 (din profile tip cornier sau U), între care sunt montate rulourile 3. De regulă, rulourile sunt montate pe un ax fix şi susţinute pe lonjeroane prin intermediul unor rulmenţi.

Corpul rulourilor depinde de tipul sarcinii ce trebuie deplasată. Ele pot fi cilindrice (fig. 3.71.), dublu conice la deplasarea unor sarcini cu lungimi mari şi dimensiuni transversale reduse, conice, folosite la realizarea unor trasee curbe în vederea reducerii frecărilor suplimentare (fig. 3.72.), cu două rânduri de rulouri dispuse liber pe acelaşi ax sau chiar sub forma unor discuri dispuse pe două rânduri (fig. 3.73.).

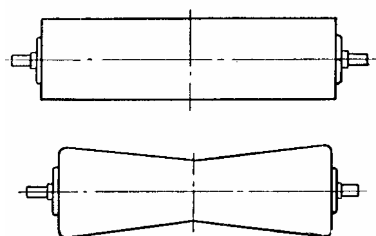


Fig. 3.71. Tipuri de rulouri

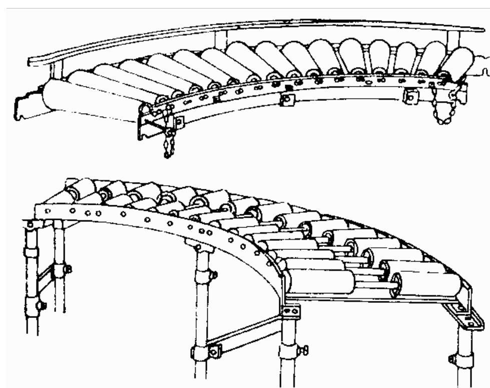


Fig. 3.72. Rulouri pentru realizarea de trasee curbilinii

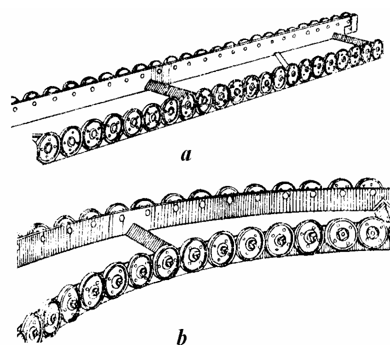


Fig. 3.73. Transportoare cu discuri

La construcţia şi exploatarea transportoarelor cu rulouri trebuie avut în vedere faptul că distanţa dintre două rulouri trebuie aleasă astfel încât fiecare sarcină să se sprijine pe cel puţin două rulouri. În mod frecvent pasul de dispunere a rulourilor este de 100-200 mm şi doar la transportul unor sarcini cu lungimi mari se poate depăşi limita superioară.

Viteza de deplasare a sarcinilor sub efectul forţei gravitaţionale este de 0,2-0,5 m/s şi pentru ca ea să rămână constantă pe toată lungimea transportorului, acesta trebuie să aibă o înclinare faţă de orizontală astfel încât componenta greutăţii sarcinii ce determină mişcarea ei să fie egală cu rezistenţa la înaintare (fig. 3.74.):

$$G\sin\beta = wG\cos\beta \qquad (3.126.)$$

sau:

$$tg\beta = w \qquad (3.127.)$$

Rezistenţa la înaintare este o sumă de patru rezistenţe specifice şi anume:

- rezistenţa datorată frecării de rostogolire a sarcinii pe rulou;
- rezistenţa datorată frecării din lagărele ruloului;
- rezistenţa datorată frecării de alunecare a sarcinii pe fiecare rulou întâlnit;
- rezistenţa datorată inerţiei fiecărui rulou întâlnit de sarcină la deplasarea ei.

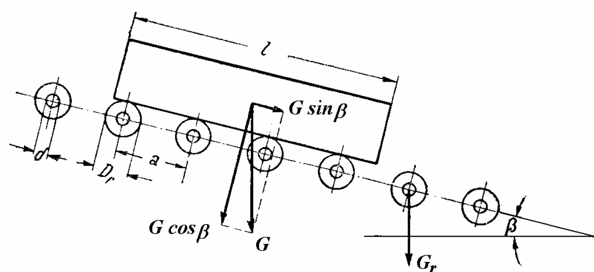


Fig. 3.74. Mişcarea sarcinii pe rulouri

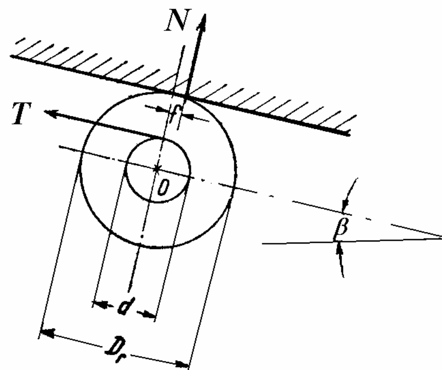


Fig. 3.75. Încărcarea unui rulou

Ultimele două rezistenţe apar ca urmare a faptului că sarcina aduce fiecare rulou cu care se întâlneşte, de la starea de repaus la turaţia la care viteza periferică este egală cu cea a sarcinii, între cele două elemente existând o alunecare. Acelaşi rulou trebuie accelerat până capătă viteza periferică egală cu viteza de deplasare a sarcinii, fapt ce determină învingerea unei forţe de inerţie.

Pentru determinarea rezistenţei la rostogolire se consideră că forţele generate de sarcină sunt concentrate la un singur rulou (fig. 3.75.) şi ţinând cont de relaţiile 3.115. şi 3.127., ecuaţia de momente faţă de axul ruloului are forma:

$$R_2 \frac{D_r}{2} = \mu\left(mg + m_r g \frac{l}{a} \right) \frac{d}{2} \cos\beta \qquad (3.128.)$$

unde m_r este masa părţii rotative a ruloului;

μ - coeficientul de frecare din lagărul ruloului;

D_r – diametrul axului ruloului.

La determinarea ultimelor două rezistenţe trebuie să se ţină cont de modul de variaţie a vitezei periferice şi a vitezei unghiulare a ruloului (fig. 3.76.), din momentul O_1 când a fost părăsit de una dintre sarcini şi O_2 când este părăsit de următoarea sarcină. Pentru un flux de sarcini cu n bucăţi pe oră, dispuse la distanţe egale, timpul dintre O_1 şi O_2 va fi $t = 3600/n$.

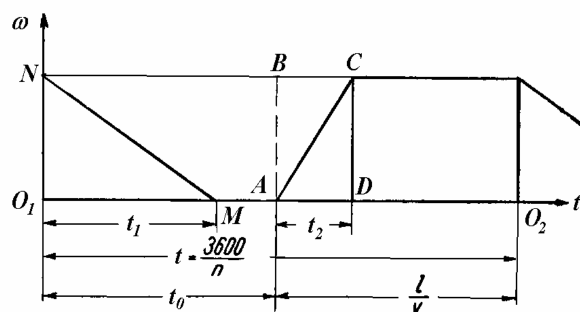


Fig. 3.76. Diagrama vitezei periferice a ruloului

Energia cinetică a ruloului în punctul O_1 este:

$$E = J\frac{\omega^2}{2} = \frac{1}{2} J \frac{v^2}{\left(\frac{D_r^2}{2}\right)} = 2J\frac{v^2}{D_r^2} \qquad (3.129.)$$

unde J este momentul de inerţie al ruloului;

v- viteza de deplasare a sarcinii, egală cu viteza periferică iniţială.

La părăsirea ruloului de către prima sarcină, corespunzător punctului N, acesta se va roti cu o viteză uniform încetinită (datorită frecării din lagăr) până se va opri, punctul M din diagramă. În acest timp t_1 ruloul s-a rotit cu un unghi:

$$\alpha = \frac{\omega_N}{2} t_1 = \frac{v}{D_r} t_1 \qquad (3.130.)$$

În timpul acestei rotiri, energia cinetică este consumată de lucrul mecanic de frecare din lagăr:

$$2J\frac{v^2}{D_r^2} = m_r g\mu \frac{d}{2}\frac{vt_1}{D_r} \qquad (3.131.)$$

Din relaţia de mai sus se poate determina timpul până la oprirea ruloului.

Pe durata unui ciclu o sarcină se află în contact cu ruloul timp de l/v secunde, restul de timp t_0 fiind liber. Dacă timpul $t_0 > t_1$ atunci ruloul va fi în repaus la contactul cu sarcina următoare, corespunzător punctului *A*, după care va fi accelerat pe zona *AC* (în timpul t_2) de la starea de repaus la viteza periferică *v*. Viteza medie periferică este de $v/2$ iar un punct de pe periferia ruloului va parcurge în timpul t_2 spaţiul $(v/2)t_2$. Dar în acelaşi timp sarcina parcurge distanţa vt_2, astfel că rămâne o diferenţă de drum pe care se produce frecarea dintre rulou şi sarcină. Pentru coeficientul de frecare de alunecare μ' între rulou şi sarcină, aceasta din urmă va efectua un lucru mecanic în timpul t_2 care se consumă pentru accelerarea ruloului la energia cinetică *E* şi pe lucrul mecanic de frecare din timpul accelerării sale. Egalitatea dintre lucrul mecanic efectuat de sarcină şi cel primit de rulou are forma:

$$m\mu' vt_2 = E + m\mu' v\frac{t_2}{2} \Leftrightarrow 2E = m\mu' vt_2 \qquad (3.132.)$$

Din relaţia de mai sus se poate constata că lucrul mecanic efectuat de sarcină se împarte în mod egal pentru accelerarea ruloului şi pentru învingerea frecării de alunecare pe durata accelerării acestuia.

Dacă se ia în considerare toată lungimea *L* a transportorului, pe care sunt dispuse *z* rulouri ($L/z = a$, *a* fiind pasul rulourilor), atunci:

$$R_3 + R_4 = \frac{2E}{a} \qquad (3.133.)$$

Rezistenţa specifică la înaintare de stabileşte prin însumarea celor patru rezistenţe determinate anterior. În practică rulourile nu se opresc complet de la trecerea unei sarcini şi până iau contact cu sarcina următoare sau se rotesc aproape continuu dacă rulourile sunt dispuse alăturate. Relaţiile stabilite anterior stau la baza calculului înclinării necesare a transportorului (condiţia este dată de relaţia 3.127.), cu menţiunea că în cazul traseelor curbe rezistenţa specifică trebuie majorată cu 0,5-1,0 %.

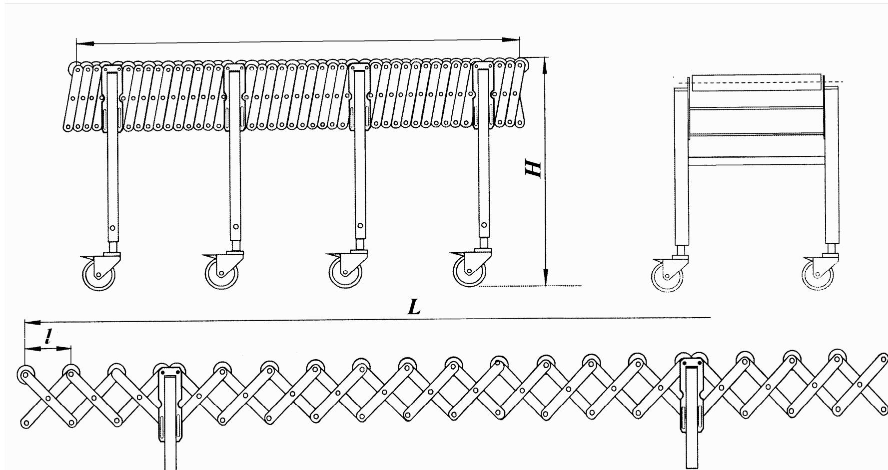


Fig. 3.77. Transportor extensibil cu role neantrenate

În practică se regăsesc şi alte construcţii de transportoare cu role, precum cel extensibil din figura 3.77. Acesta este format dintr-un cadru articulat a cărui lungime poate fi reglată în funcţie de necesităţi, ce poate fi deplasat cu ajutorul unor roţi.

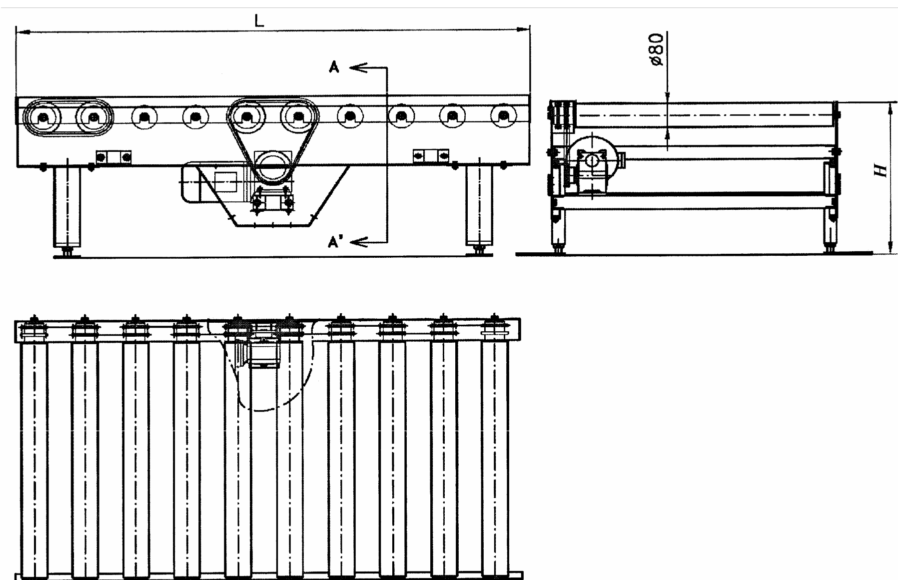


Fig. 3.78. Transportor cu role antrenate

Transportorul cu role din figura 3.78. este de tipul cu toate rolele antrenate de la un electromotor, prin intermediul unor transmisii cu lanţ, amplasate pe unul din capetele axelor rolelor.

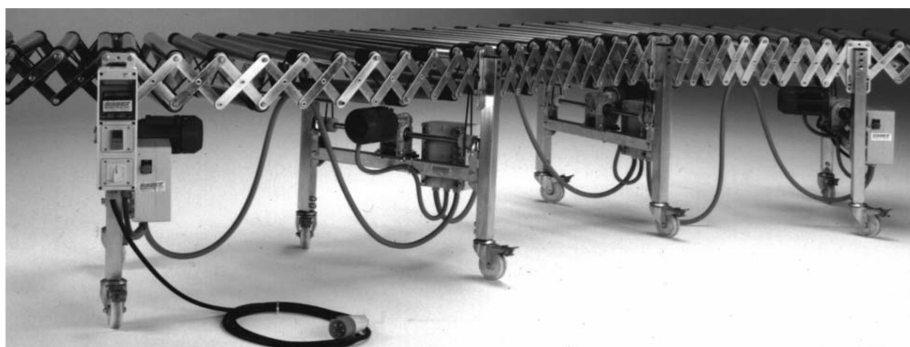


Fig. 3.79. Transportor extensibil cu role parţial antrenate

Transportorul din figura 3.79. are câte o pereche de role antrenate (cele din dreptul picioarelor de sprijin), restul fiind libere pe ax. Poate realiza trasee atât rectilinii cât şi curbilinii, fiind de tipul articulat şi mobil.

3.4.3. Instalaţii de transport pneumatic

Transportul pneumatic se foloseşte în cazul materialelor sub formă de granule fine şi mijlocii, constând în amestecarea acestora cu aer şi deplasarea prin conducte, pe baza unei diferenţe de presiune între cele două capete ale conductei de transport, la destinaţie având loc separarea materialul de aer. Viteza curentului de aer trebuie să fie mai mare decât viteza de plutire a particulelor.

În funcţie de modul în care se realizează diferenţa de presiune pe conducta de transport, instalaţiile de transport pneumatic se clasifică astfel:

- cu aspiraţie (fig. 3.80.);
- cu refulare (fig. 3.81.);

● mixte (fig. 3.82.).

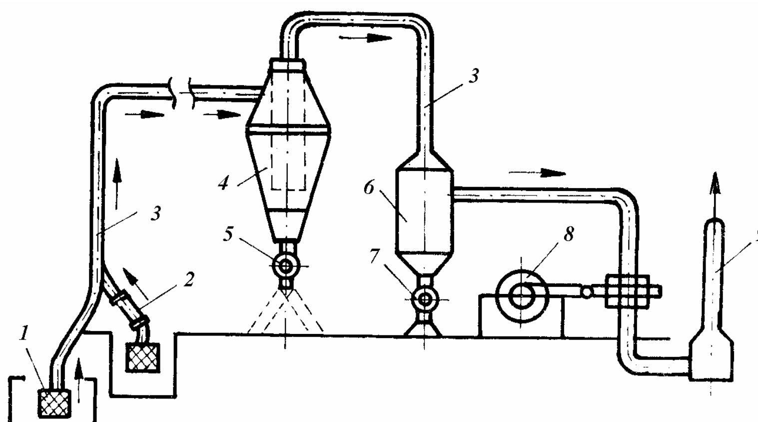


Fig. 3.80. Instalaţie de transport pneumatic cu aspiraţie: 1,2- sorb; 3- conducte de transport; 4- separator faze; 5- ecluză golire; 6- filtru praf; 7- ecluză praf; 8- pompă de vacuum; 9- evacuare aer.

Transportul cu aspiraţie este folosit la încărcări uşoare iar distanţele de transport sunt relativ mici. El permite aspiraţia materialului din mai multe puncte şi descărcarea într-un singur punct.

Transportul cu refulare este folosit la materiale cu granulaţie mare şi distanţe de transport mai mari. Materialul este preluat dintr-un singur loc şi descărcat în mai multe locuri.

Transportul mixt lucrează cu aspiraţie pe o porţiune de transport şi cu refulare pe cealaltă parte, cu specificaţia că poate folosi acelaşi exhaustor sau două agregate separate. Materialul poate fi aspirat din orice punct şi poate fi descărcat în oricare alt punct.

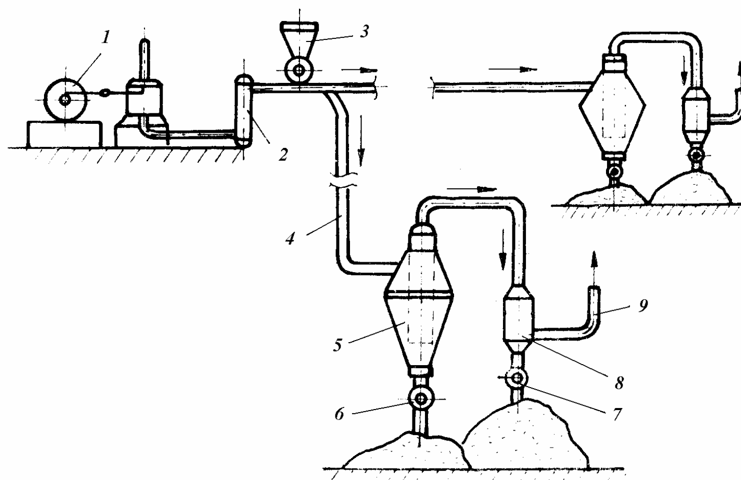


Fig. 3.81. Instalaţie de transport pneumatic cu refulare: 1- compresor; 2- regulator de presiune; 3- alimentator cu material; 4- conductă de transport; 5- separator; 6- ecluză golire material; 7- ecluză praf; 8- filtru praf; 9- evacuare aer.

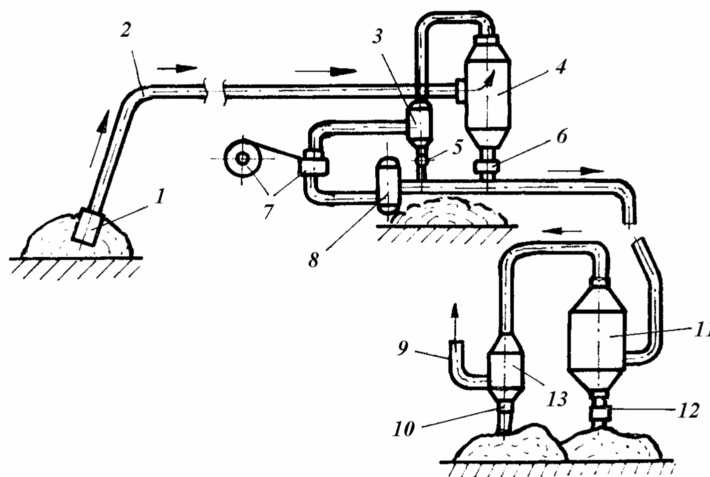


Fig. 3.82. Instalaţie de transport pneumatic mixtă: 1- sorb; 2- conductă transport; 3- filtru aer; 4- separator; 5,6,10,12- gură de descărcare; 7- exhaustor; 8- rezervor regulator; 9- evacuare aer; 11- separator; 13- filtru.

Toate variantele constructive au în comun câteva subansamble: alimentator (care face amestecul aer-material), conducte tubulare cu coturi, racorduri şi ramificaţii, separator (separă materialul de aer), filtru (separă praful din aer înainte ca acesta să fie cedat în atmosferă şi pompa de aer (care realizează vacuum sau presiune).

Amestecătoarele care fac alimentarea transportorului pneumatic pot fi gurile de aspiraţie (fig. 3.83.) la instalaţiile cu aspiraţie sau mixte ori cu alimentatoare celulare (fig. 3.84.), elicoidale (fig. 3.85.) sau cu cameră dublă, la instalaţiile cu refulare.

Gura de aspiraţie sau sorbul este realizat dintr-un tub 2 prevăzut cu un manşon exterior culisat 3 şi mânerul 4, cu care se reglează mărimea orificiului de intrare a aerului 1. O parte a aerului pătrunde şi în masa de material cu care se amestecă, motiv pentru care este mai uşor de antrenat de curentul de aer din tubul central.

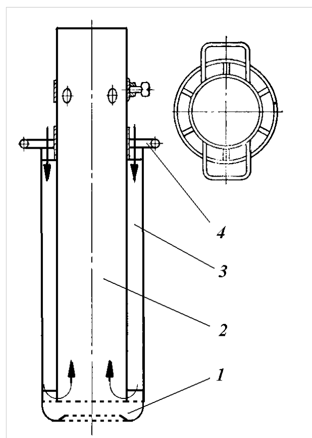


Fig. 3.83. Gură de aspiraţie

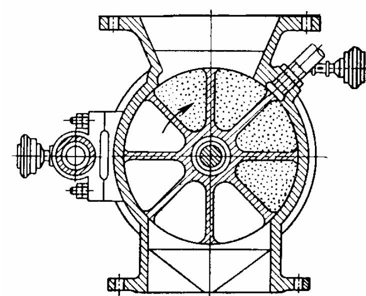


Fig. 3.84. Alimentator celular

Alimentatorul celular este sub forma unei roţi cu celule etanşe pe anumite porţiuni ale carcasei cilindrice. Celulele realizează atât rolul de dozator de material, cât şi de ecluză între buncărul cu material şi conducta de transport.

Alimentatorul elicoidal are în construcţie un melc cu pas variabil şi o cameră de amestec. Materialul este împins de spira melcului care, pe măsură ce se apropie de camera de aer, are pasul tot mai mic, comprimându-l şi împiedicând ca aerul sub presiune să pătrundă pe lângă

spiră spre gura de alimentare. La oprirea alimentatorului, o clapetă se închide automat realizând etanşarea camerei de amestec de jgheabul melcului.

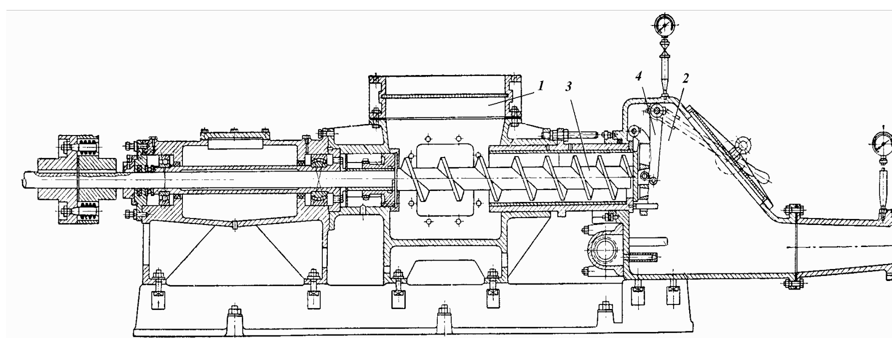


Fig. 3.85. Alimentator elicoidal: 1- gură alimentare material; 2- cameră de amestec; 3- melc; 4- clapetă închidere.

Separatoarele au la bază principiul separării materialului din amestec pe baza diferenţei de greutate dintre particulele solide şi aer. De regulă se folosesc cicloane de separare, individuale sau în baterii de cicloane.

Filtrele de aer sunt necesare deoarece după separarea fracţiei solide, în aer rămâne o cantitate semnificativă de praf, ce nu poate fi evacuată în atmosferă. Constructiv, filtrele folosite în practică sunt de tipul cu materiale textile, filtre cu separare umedă sau centrifuge în cicloane multiple.

Debitul de aer şi diferenţa de presiune necesare transportului sunt asigurate de compresoare (pompe cu piston cu mişcare rectilinie sau piston rotativ, pompe cu palete cu şi fără inel de apă), respectiv de turbocompresoare (pompe centrifugale).

Calculul instalaţiilor de transport pneumatic urmăreşte determinarea debitului şi a presiunii aerului necesar pentru transport, din condiţia de productivitate. Cu acestea se determină mai apoi parametrii pompei de aer, viteza de transport şi secţiunea conductei de transport.

Pentru calcule, trei parametri sunt foarte importanţi: viteza de plutire a particulelor din amestec, concentraţia amestecului şi lungimea echivalentă a conductei de transport.

Viteza de plutire a particulei este acea viteză a curentului de aer vertical la care ea rămâne în suspensie, adică presiunea dinamică a aerului echilibrează forţa de greutate a particulei. Forţa ce acţionează asupra unei particule, ca efect al presiunii dinamice a aerului este:

$$F_a = \psi \rho_a A (v_a - v_m)^2 \qquad (3.134.)$$

unde ψ este un coeficient ce ţine cont de forma suprafeţei particulei;

ρ_a - densitatea aerului;

v_a – viteza aerului;

v_m – viteza particulei;

A – aria secţiunii particulei perpendiculară pe direcţia curentului de aer.

Pentru o particulă sferică cu diametrul d şi masa specifică γ_m, ce pluteşte într-un curent de aer ($v_m = 0$) se poate scrie ecuaţia de echilibru:

$$\frac{\pi d^3}{6}\gamma_m = \frac{\psi \gamma_a}{g}\frac{\pi d^2}{4} v_p^2 \qquad (3.135.)$$

de unde rezultă viteza de plutire (se mai numeşte şi viteză critică de plutire):

$$v_p = \sqrt{\frac{2 d \gamma_m g}{3 \psi \gamma_a}} \qquad (3.136.)$$

Pentru o particulă de formă sferică $\psi = 0{,}23$, iar dacă particula are o formă oarecare, atunci relaţia de mai sus are forma:

$$v_p = k\sqrt{\frac{28{,}4d'\gamma_m}{\gamma_a}} \quad (3.137.)$$

Coeficientul k ţine cont de forma particulei şi are valori de la 0,45 la forme aplatisate şi până la 1,0 pentru forma sferică. Cu d' s-a considerat diametrul sferei care are aceiaşi masă specifică şi masă totală precum cea a particulei.

La proiectarea instalaţiilor de transport pneumatic trebuie avut în vedere ca, în orice zonă a conductei de transport, viteza curentului de aer să fie mai mare decât viteza de plutire.

Concentraţia amestecului material-aer se defineşte ca raportul dintre masa materialului şi masa aerului ce străbat, în aceiaşi unitate de timp, printr-un punct al conductei de transport. Pentru o mai corectă exprimare, se consideră ca puncte de referinţă începutul conductei, la instalaţiile cu aspiraţie şi sfârşitul conductei, la instalaţiile cu refulare. Cu aceste precizări, concentraţia amestecului are forma:

$$\mu = \frac{Q}{3{,}6Av_0\gamma_0} \quad (3.138.)$$

În care Q este productivitatea instalaţiei de transport;

A – aria secţiunii conductei de transport;

v_0 – viteza aerului pa presiunea atmosferică;

γ_0 - masa specifică a aerului.

La alegerea mărimii concentraţiei amestecului trebuie ţinut cont de instalaţia folosită şi de caracteristicile materialului, valori orientative fiind prezentate în tabelul 3.3.

Lungimea echivalentă a conductei de transport se consideră ca fiind lungimea pe orizontală, ce opune aceiaşi rezistenţă cu conducta reală, aici fiind incluse coturile, ramificaţiile, etc. La aceasta se mai adaugă şi diferenţa de presiune aferentă diferenţei de nivel între începutul şi sfârşitul conductei.. Cu aceste precizări, lungimea echivalentă are forma:

$$L_{echiv} = \sum L_h + \sum L_v + \sum L_c + \sum L_r \quad (3.139.)$$

în care $\sum L_h$ este suma porţiunilor orizontale ale conductei;

$\sum Lv$ - suma porţiunilor verticale ale conductei;

$\sum L_c$ - suma lungimilor echivalente a coturilor traseului conductei;

$\sum L_r$ - suma lungimilor echivalente ale ramificaţiilor de pe traseul conductei.

Tabelul 3.3. *Valori orientative pentru coeficientul de concentraţie*

Tipul instalaţiei şi materialul transportat	Lungimea echivalentă, m							
	25	50	75	100	200	300	400	600
Transport cu aspiraţie:								
- cereale	20	15	12	10	-	-	-	-
Transport cu refulare:								
- materiale cu $\gamma_m < 2{,}5$ t/m^3	-	-	-	30	25	15	-	-
- materiale cu $\gamma_m > 2{,}5$ t/m^3	-	-	-	60	40	30	25	20

În urma măsurătorilor experimentale s-au stabilit lungimile echivalente pentru coturi de 90^0 (tabelul 3.4.), pe baza raportului dintre raza medie de curbură a cotului R_0 şi diametrul interior al conductei d_i, iar pentru ramificaţie cu clapetă se ia în calcul o lungime echivalentă cu 8 m.

Viteza curentului de aer necesară pentru transport se va lua mai mare decât viteza de plutire, dată de relaţia 3.136. De asemenea, viteza va fi cu atât mai mare cu cât şi lungimea conductei de transport va fi mai mare. O relaţie aproximativă de calcul a acesteia are forma:

$$v_0 = \alpha\sqrt{\gamma_m} + BL^2_{echiv} \quad (3.140.)$$

unde α este un coeficient ale cărui valori sunt date în tabelul 3.5.;

γ_m - masa specifică a particulei;

B – coeficient cu valori cuprinse între (2-5) 10^{-5} în funcţie de granulaţie.

Tabelul 3.4. *Lungimea echivalentă a coturilor*

Materialul transportat	Raportul R_0 / d_i			
Pulberi	4-8	5-10	6-10	8-10
Grăunţe	-	8-10	12-16	16-20
Materiale cu granulaţie măruntă neuniformă	-	-	28-35	38-45
Materiale cu granulaţie mare neuniformă	-	-	60-80	70-90

Tabelul 3.5. *Mărimea coeficientului* α

Materialul	Granulaţia, mm	α
Pulberi	0,001-1	10-16
Grăunţe	1-10	17-20
Materiale cu granulaţie măruntă uniformă	10-20	17-22
Materiale cu granulaţie medie uniformă	40-80	22-25

Dacă se ţine cont de complexitatea traseului de transport, la instalaţiile cu aspiraţie $v_0 = (2{,}5 - 2{,}8)v_p$. Pe de altă parte, se ştie că presiunea scade în conducta de transport de la început spre sfârşitul acesteia, debitul de aer ce trece prin secţiunea conductei fiind:

$$Q_a = Av \text{, în m}^3\text{/s} \tag{3.141.}$$

A fiind aria secţiunii conductei, în m^2;

v – viteza gazului, în m/s.

Instalaţiile de transport se execută cu conducte de secţiune constantă astfel că, pentru un punct oarecare caracterizat de presiunea p, masa specifică γ şi viteza v, şi punctul de intrare al conductei aflat la presiunea atmosferică (p_0, v_0, γ_0), există egalităţile:

$$\frac{v}{v_0} = \frac{p_0}{p} = \frac{\gamma_0}{\gamma} \text{, sau } v = v_0 \frac{p_0}{p} = v_0 \frac{\gamma_0}{\gamma} \tag{3.142.}$$

Din relaţia 3.140. se poate determina care este diametrul conductei prin care se face transportul:

$A = \dfrac{Q}{3{,}6 v_0 \gamma_0 \mu} = \dfrac{\pi d^2}{4}$, de unde rezultă diametrul interior al conductei:

$$d = 0{,}6 \sqrt{\frac{Q}{v_0 \gamma_0 \mu}} \text{, în m.} \tag{3.143.}$$

Din relaţiile 3.138. şi 3.141. se poate determina debitul de aer necesar pentru transport, în condiţiile de productivitate şi de concentraţie a amestecului aer-material:

$$Q_a = Av_0 = \frac{Q}{3{,}6 \gamma_0 \mu} \tag{3.144.}$$

În timpul lucrului pompa de aer trebuie să învingă căderile de presiune care apar pe întregul traseu de transport:

$$h_{tot} = h_d + h_v + h_h + h_s + h_c + h_f \tag{3.145.}$$

unde h_d este căderea de presiune dinamică datorată accelerării amestecului aer-material de la zero la viteza de transport;

h_v – căderea de presiune statică datorită diferenţei de nivel pe zonele verticale ale conductei de transport;

h_h – căderea de presiune datorită rezistenţei la înaintare pe conducta de transport în porţiunile orizontale (frecări cu pereţii conductei, vârtejuri);

h_s – căderea de presiune la trecerea aerului prin separator;

h_c - căderea de presiune la trecerea aerului prin ciclon;

h_f - căderea de presiune la trecerea aerului prin filtru.

Căderea de presiune dinamică se determină plecând de la faptul că, energia cinetică pe care le capătă masa de aer (m_a) şi masa de material (m_m) ce trec într-o secundă de la viteza iniţială egală cu zero la viteza finală (v_a, v_m) este:

$$E = \frac{1}{2} m_a v_a^2 + \frac{1}{2} m_m v_m^2 \quad (3.146.)$$

Dar energia cinetică este egală cu lucrul mecanic efectuat de căderea de presiune h_d:

$$E = L = h_d A v_a \quad (3.147.)$$

Dacă se ţine seama de relaţia de definiţie $m = Av\gamma / g$ şi de faptul că $v_m / v_a = 0{,}85$, înlocuind în relaţia 3.146. se obţine apoi din relaţia 3.147. căderea de presiune dinamică de forma:

$$h_d = \frac{\gamma_a v_a^2}{2}(1 + 0{,}7\mu), \text{ în mm } H_2O \quad (3.148.)$$

Ţinând cont de relaţiile 3.145., în cazul instalaţiei de transport cu aspiraţie, pentru $p_0 / p_a \cong 2$, căderea de presiune dinamică va fi:

$$h_d = 0{,}1 v_0^2 (1 + 0{,}7\mu) \quad (3.149.)$$

În cazul instalaţiei de transport cu refulare viteza finală $v_a = v_0$ iar căderea de presiune dinamică va fi:

$$h_d = 0{,}06 v_0^2 (1 + 0{,}7\mu) \quad (3.150.)$$

Pentru transportul amestecului aer - material pe înălţimea *H*, trebuie învinsă presiunea statică. Aerul va avea masa specifică γ_v corespunzătoare presiunii din acel punct, iar amestecul va avea masa specifică $\mu\gamma_v$. În aceste condiţii, căderea de presiune h_v va fi egală cu presiunea statică de la baza coloanei:

$$h_v = \mu\gamma_v H, \text{ în mm } H_2O \quad (3.151.)$$

Masa specifică γ_v depinde de presiunea din punctul considerat şi are valori de 1,6-2,0 kg/m^3 la instalaţiile de transport cu refulare şi de 0,8-1,1 kg/m^3 la instalaţiile de transport cu aspiraţie.

Căderea de presiune pe porţiunea orizontală a conductei de transport datorată frecărilor la trecerea amestecului depinde de tipul de transport:

- pentru o instalaţie de transport cu aspiraţie:

$$dp = -k \frac{\mu\gamma v^2}{d} dl \quad (3.152.)$$

- pentru o instalaţie cu refulare:

$$dp = k \frac{\mu\gamma v^2}{d} dl \quad (3.153.)$$

unde *dl* este un element de conductă;

k- coeficient de corecţie.

Termenul γv^2 se modifică în raport cu presiunea şi dacă se ţine cont de relaţiile 3.142. se poate scrie:

$$\gamma v^2 = \gamma_0 v_0^2 \frac{p_0}{p} \quad (3.154.)$$

Cu aceasta, relaţia 3.153. devine:

$pdp = k\mu\gamma_0 v_0^2 p_0 \dfrac{dl}{d}$ care integrată va deveni:

$$\frac{p^2}{2} = k\mu\gamma_0 v_0^2 p_0 \frac{l}{c} + C \tag{3.155.}$$

Constanta de integrare se obţine din condiţia $p = p_0$, pentru $l = 0$ şi are valoarea $C = p_0^2 / 2$, iar cu notaţia $\beta = \dfrac{2k\gamma_0}{p_0}$, respectiv pentru $l = L_{echiv}$, introduse în relaţia de mai sus se obţine:

$$p = p_0 \sqrt{1 + \frac{\beta\mu v_0^2 L_{echiv}}{d}} \tag{3.156.}$$

Pentru o instalaţie de transport cu refulare căderea de presiune pe tronsonul orizontal, în mm H_2O va fi:

$$h_h = p - p_0 = p_0\left(\sqrt{1 + \frac{\beta\mu v_0^2 L_{echiv}}{d}} - 1\right) = 10000\left(\sqrt{1 + \frac{\beta\mu v_0^2 L_{echiv}}{d}} - 1\right) \tag{3.157.}$$

Pentru o instalaţie de transport cu aspiraţie căderea de presiune pe tronsonul orizontal va fi:

$$h_h = p_0 - p = 10000\left(1 - \sqrt{1 - \frac{\beta\mu v_0^2 L_{echiv}}{d}}\right), \text{ mm } H_2O \tag{3.158.}$$

Din datele experimentale valoarea lui β se determină cu ajutorul unei diagrame specifice, în cazul instalaţiilor de transport cu refulare şi este de $1{,}5 \cdot 10^{-7}$ la instalaţiile de transport cu aspiraţie.

Căderea de presiune din aparatul separator se datorează pierderii energiei cinetice a amestecului şi se determină cu relaţia:

$$h_s = \frac{\gamma_a v_a^2}{2g}\left(\xi + \mu\frac{v_m^2}{v_a^2}\right), \text{ mm } H_2O \tag{3.159.}$$

unde ξ = 1,5…..2,5.

Căderea de presiune din ciclon se datorează pierderii energiei cinetice doar a aerului şi se determină cu relaţia:

$$h_c = \xi\frac{\gamma_a v_a^2}{2g} \quad \text{mm } H_2O \tag{3.160.}$$

Căderea de presiune din filtrul de aer se determină în funcţie de volumul de aer *V* ce trece într-o oră prin fiecare metru pătrat de material filtrant, cu relaţia empirică:

$$h_f = 0.3V^{1.282} \text{ mm } H_2O \tag{3.161.}$$

La toate aceste pierderi de presiune se mai adaugă şi o creştere de 15-25 % pentru instalaţiile de transport cu refulare, respectiv 5-10 % pentru instalaţiile de transport cu aspiraţie, pierderi ce apar la organele de aspiraţie sau de refulare (pompe de aer) sau prin etanşeităţile conductelor.

Puterea absorbită de instalaţia de transport pneumatic se determină plecând de la o conductă de secţiune constantă la care, prin fiecare secţiune trece într-o secundă cantitatea de aer *Av*. Pentru ca această cantitate de aer să treacă de la presiunea *p* la *p+dp* se consumă lucrul mecanic:

$$dL = Avdp \tag{3.162.}$$

La instalaţia de transport cu refulare, într-o secundă se consumă lucrul mecanic necesar trecerii de-a lungul conductei de la presiunea p_0 la *p*:

$$L=\int_{p_0}^{p} Avdp = Av_0p_0\int_{p_0}^{p}\frac{dp}{p} = Av_0p_0\ln\frac{p}{p_0} \quad (3.163.)$$

În relaţia de mai sus s-a înlocuit $v = v_0p_0 / p$, conform relaţiilor 3.142. şi dacă $Av_0 = V_0$ care este volumul de aer la presiunea atmosferică folosit la transport, lucrul mecanic consumat va fi:

$$L = p_0V_0\ln\frac{p_0 + h_{tot}}{p_0} \quad (3.164.)$$

În mod similar se obţine lucrul mecanic consumat pentru instalaţiile de transport cu aspiraţie, sub forma:

$$L = p_0V_0\ln\frac{p_0}{p_0 - h_{tot}} \quad (3.165.)$$

Dacă se ţine cont de randamentul pompelor de aer care este cuprins între 0,55 – 0,75, atunci puterea motorului electric de acţionare se calculează cu relaţia:

$$P = \frac{1{,}1L}{102\eta}, \text{ în kW.} \quad (3.166.)$$

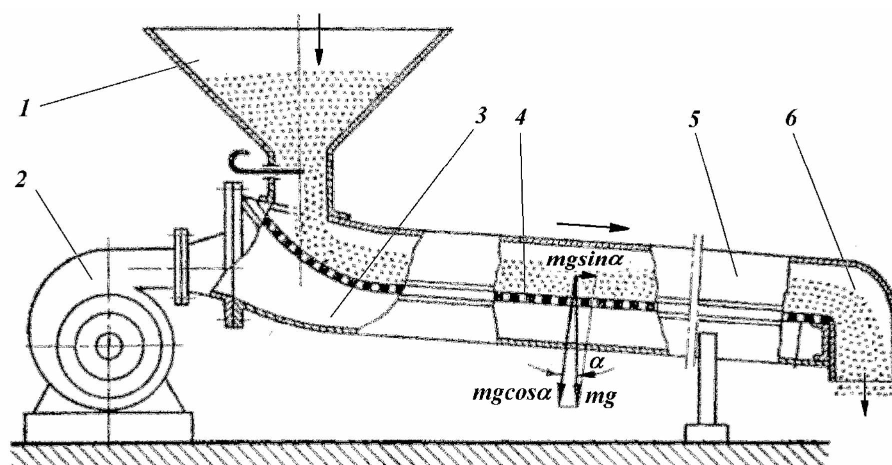


Fig. 3.86. Transportor în strat fluidizat

Transportul unor materiale cu granulaţie mică şi pe distanţe scurte, se poate realiza prin deplasarea în strat fluidizat (fig. 3.86). În industria alimentară fluidizarea este folosită atât la transport, cât şi uneori la uscarea particulelor. În principiu, curentul de aer debitat de ventilatorul 2 este trimis în canalul de transport de formă dreptunghiulară şi înclinat cu un unghi α, format din camera inferioară 3, grătarul 4 şi camera superioară 5. Materialul din cuva de alimentare 1 este antrenat de curentul de aer din camera inferioară, cu o viteză apropiată de cea critică a particulelor, fiind deplasată pe grătar până la gura de evacuare 6.

Tabelul 3.6. *Consumul de energie la transportul în strat fluidizat (W)*

Lăţimea canalului, mm	Productivitatea m^3/h	Lungimea de transport, m		
		10	25	40
125	20	635,5	1009,3	1383,2
250	40	822,4	1644,9	2243,1
400	80	1121,5	2243,1	3364,6
500	120	1345,8	2691,7	4112,3

Au avantajul unei construcţii simple, lipsa unor organe în mişcare şi au un consum de energie scăzut (vezi tabelul 3.6.). Se folosesc doar la o gamă redusă de materiale precum produse de măciniş, lapte praf, pulberi, ciment, zahăr, etc.

3.4.4. Transportoare oscilante

Aceste transportoare se mai numesc şi inerţiale deoarece materialul se află într-un jgheab antrenat în mişcare oscilantă, deplasarea lui fiind determinată de forţele de inerţie, în timp ce jgheabul execută cursa de întoarcere. Pentru a putea realiza deplasarea, jgheabul este aşezat sub un unghi faţă de orizontală, fapt ce permite obţinerea unei componente verticale a acceleraţiei şi care, reduce presiunea materialului pe fundul jgheabului, evitând antrenarea materialului în sens invers la cursa de întoarcere.

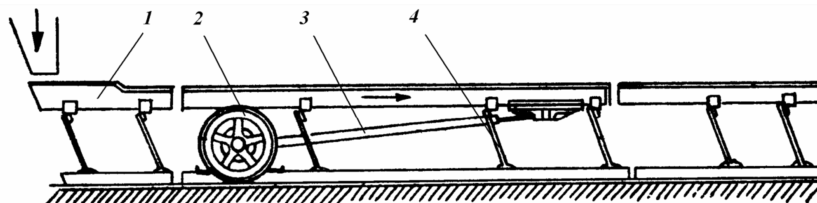


Fig. 3.87. Transportor inerţial cu jgheab: 1- jgheab; 2- mecanism acţionare; 3- bielă; 4- braţe articulate elastice.

Construcţia unui transportor oscilant este prezentată în figura 3.87. Materialul este introdus prin pâlnia de alimentare în jgheabul înclinat şi susţinut de către mai multe braţe articulate , care este antrenat în mişcare de către un mecanism bielă – manivelă.

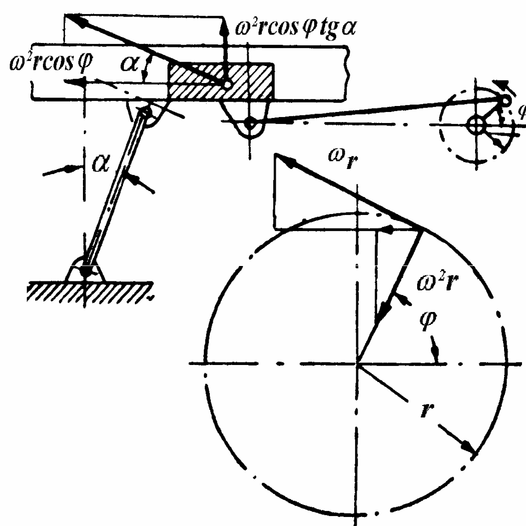


Fig. 3.88. Cinematica transportorului oscilant

Pe cursa de ducere, jgheabul primeşte o mişcare de uşoară ridicare şi de translaţie pe direcţia de transport. Materialului îi va fi imprimată o acceleraţie pe verticală şi una pe orizontală. Pe cursa de întoarcere, jgheabul va coborî puţin şi acest lucru va permite ca forţele de inerţie, generate de cele două acceleraţii, să propulseze în continuare materialul pe direcţia de transport.

Pentru studiul cinematicii se ia ca model figura 3.88. Aici se consideră că mecanismul de acţionare este de tipul bielă – manivelă, la care biela oscilează aproape de direcţia orizontală. Viteza imprimată jgheabului cu material va avea componenta orizontală $\omega r \sin\varphi$ şi care va imprima o acceleraţie $\omega^2 r \cos\varphi$.

Datorită înclinării jgheabului, acceleraţia totală *a'* va fi înclinată cu unghiul α pe toată lungimea sa. Va rezulta o acceleraţie pe verticală de forma $\omega^2 r \cos\varphi tg\alpha$. Amplitudinea oscilaţiilor este mică şi prin urmare, se poate considera că unghiul α este constant, astfel că diagrama vitezei imprimată jgheabului în funcţie de unghiul de rotaţie φ va fi o sinusoidă, iar a acceleraţiei o cosinusoidă (fig. 3.89.).

În realitate particulele aflate pe suprafaţa jgheabului, ca urmare a acceleraţiei verticale, exercită o forţă de apăsare care, pentru o masă de 1 kg este:

$$N = 1 + \frac{1}{g}\omega^2 r \cos\varphi tg\alpha \qquad (3.167.)$$

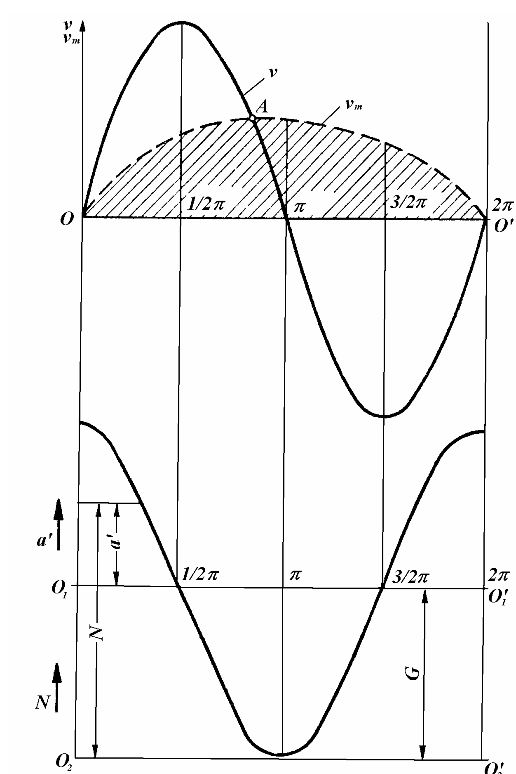


Fig. 3.89. Diagrama cinematică a transportorului oscilant tip bielă - manivelă

Presiunea minimă se obţine pentru $\cos\varphi = -1$ şi $\varphi = 180^0$:

$$N_{\min} = 1 - \frac{1}{g}\omega^2 r tg\alpha \qquad (3.168.)$$

Pentru a evita consumul inutil de energie prin efectuarea de salturi ale materialului pe jgheab, trebuie respectată condiţia ca $N_{\min} > 0$, adică:

$$\omega^2 r tg\alpha < g \qquad (3.169.)$$

Înlocuind $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$

Se obţine turaţia maximă pentru ca materialul să nu se desprindă de jgheab:

$$n_{\max} = 30\sqrt{\frac{1}{r tg\alpha}} \qquad (3.170.)$$

Turaţia minimă trebuie să îndeplinească şi condiţia ca acceleraţia imprimată materialului să depăşească forţa de frecare dintre particule şi jgheab (μ_0 este coeficientul de frecare dintre jgheab şi material). Pentru $\varphi = 180^0$, când acceleraţia este maximă iar forţa de apăsare este minimă, trebuie respectată condiţia:

$$\frac{1}{g}\omega^2 r > \mu_0\left(1 - \frac{\omega^2 r tg\alpha}{g}\right) \qquad (3.171.)$$

De aici se obţine turaţia minimă a manivelei:

$$n_{\min} = 30\sqrt{\frac{\mu_0}{r(1 + \mu_0 tg\alpha)}} \qquad (3.172.)$$

Dacă se ţine cont de componenta verticală a acceleraţiei, atunci forţa de apăsare pe jgheab va fi:

$$N = G + \frac{G}{g}a'\sin\alpha \qquad (3.173.)$$

Termenul al doilea ţine seama de componenta variabilă a forţei de apăsare normală, proporţională cu acceleraţia *a'* a jgheabului şi este reprezentată la scara forţelor în diagramă.

Tot din diagramă se poate vedea că din punctul *A* (caracterizat prin spaţiul s_1, φ_1 şi v_1), viteza jgheabului este mai mică decât cea a particulelor şi care va determina o întârziere. Practic, viteza materialului scade până la zero, cu puţin înainte de $\varphi = 2\pi$, parcurgând spaţiul s_2.

Spaţiul parcurs de o particulă pe durata unui ciclu se determină din relaţia:

$$s = 13{,}6\mu_0 \cdot r \cdot tg\alpha \qquad (3.174.)$$

Viteza medie a materialului pe durata unui ciclu este:

$$v_m = \frac{s \cdot n}{60} = 0{,}23 \cdot n \cdot \mu_0 \cdot r \cdot tg\alpha \qquad (3.175.)$$

Pentru un coeficient de frecare $\mu_0 = 0{,}35$, în tabelul 3.7 sunt date caracteristicile cinematice ale transportoarelor oscilante, în funcţie de elementele constructive.

Tabelul 3.7. *Mărimile cinematice ale transportoarelor oscilante*

Raza *r* m	Unghiul de înclinare a jgheabului, α, în grade					
	16^0		18^0		20^0	
	n_{max} rot/min	v_m m/s	n_{max} rot/min	v_m m/s	n_{max} rot/min	v_m m/s
0,010	560	0,129	526	0,137	498	0,146
0,015	457	0,158	429	0,168	406	0,178
0,020	396	0,183	372	0,195	352	0,206
0,025	354	0,204	333	0,218	314	0,230

Productivitatea transportoarelor oscilante se determină plecând de la relaţia generală (3.1.), explicitând termenii:

$$q = 1000 \cdot b \cdot h \cdot \gamma \qquad (3.176.)$$

în care *b* este lăţimea jgheabului, în m;

h – înălţimea stratului de material din jgheab, în m;

γ - masa volumetrică a materialului, în kg/m³.

Dacă se ţine cont de relaţia (3.175.), atunci productivitatea va avea expresia:

$$Q = 830 \cdot b \cdot h \cdot \gamma \cdot n \cdot \mu_0 \cdot r \cdot tg\alpha, \ [t/h] \qquad (3.177.)$$

Puterea necesară acţionării transportorului oscilant se poate determina cu relaţia (3.104.), pentru o valoare medie a rezistenţei specifice
la înaintare, $w = 1.35$.

3.4.5. Transportoare vibrante

Constituie un caz particular al transportoarelor oscilante, la care jgheabul este montat pe arcuri elastice (fig. 3.90.) sau bare elastice (fig. 3.91.)

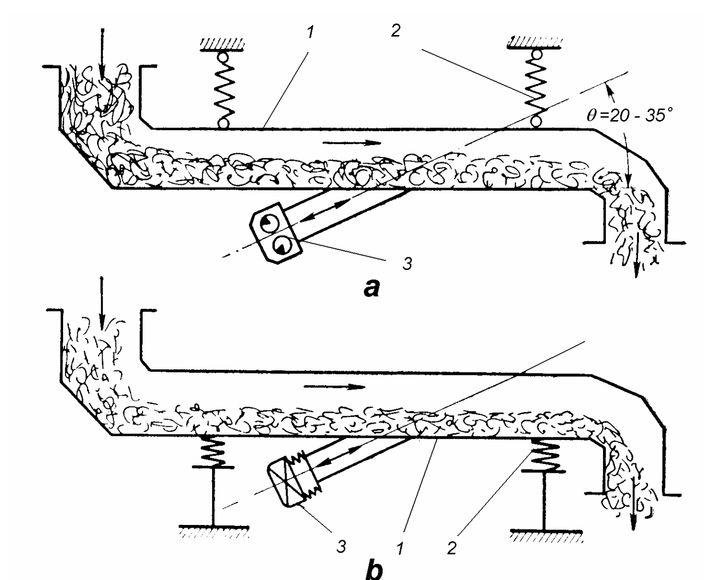


Fig. 3.90. Schema transportorului vibrant: a- suspendat cu elemente elastice; b- aşezat pe elemente elastice: 1- jgheab; 2- elemente elastice; 3- mecanism vibrator.

Caracteristic acestor transportoare este faptul că lucrează cu frecvenţe ale oscilaţiilor de 1000 – 3000 osc/min şi amplitudine mică, de 1 – 5 mm. Ca urmare, deplasarea materialului în lungul jgheabului se realizează prin salturi mici.

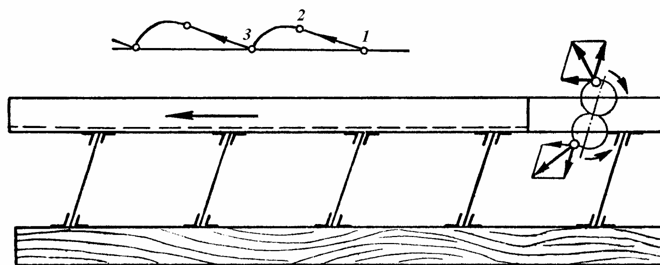


Fig. 3.91. Transportor vibrant cu bare elastice

3.5. Maşini de aruncat materiale sau trimere

Sunt maşini de construcţie specială şi se folosesc la aruncarea sau împrăştierea unor materiale granulare, de regulă a îngrăşămintelor şi amendamentelor în agricultură, dar şi a altor materiale precum pământ, nisip, etc.

Din punct de vedere constructiv, trimerele au în compunerea lor elemente de transportor, în funcţie de care se pot clasifica astfel:

- aruncătoare cu bandă;
- aruncătoare cu bandă şi rolă;
- aruncătoare cu disc;
- aruncătoare cu palete;
- aruncătoare pneumatice

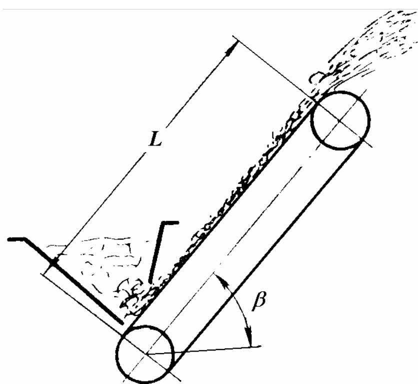


Fig. 3.92. Schema unui aruncător cu transportor cu bandă

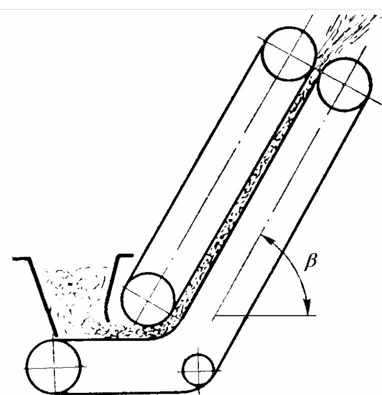
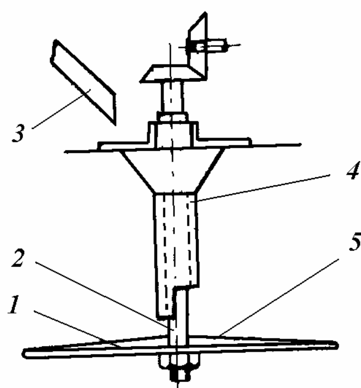


Fig. 3.93. Schema unui aruncător cu două transportoare cu bandă

Aruncătoarele cu bandă pot fi cu un singur transportor (fig. 3.92.) sau cu două transportoare cu bandă (fig. 3.93.).

În primul caz, materialul este preluat de banda transportoare şi datorită vitezei mari a acesteia, este aruncat pe la capătul de descărcare. Pentru a avea o mai bună angrenare între bandă şi material, aceasta este prevăzută cu nervuri capabile să antreneze o cantitate cât mai mare de material. Cu toate acestea, dacă unghiul de înclinare (unghiul de aruncare) β este mare, atunci o parte din material va avea tendinţa de rostogolire în sens invers mişcării benzii.

Pentru a elimina acest dezavantaj, în a doua variantă se prevede un alt transportor care, alături de primul, antrenează şi delimitează volumul de material care va fi aruncat.



Aruncătorul cu disc (fig. 3.94.) este alcătuit din discul 1, prevăzut cu nervurile radiale 5 şi antrenat în mişcare de rotaţie de la un grup conic prin intermediul axului 2. Materialul adus prin gura de alimentare 3, trece prin pâlnia tubulară 4 şi ajunge pe discul aruncător cu un debit uniform. Ca efect al forţei centrifuge, materialul se deplasează în lungul nervurilor radiale, fiind aruncat uniform în toate direcţiile.

Fig. 3.94. Schema aruncătorului cu disc

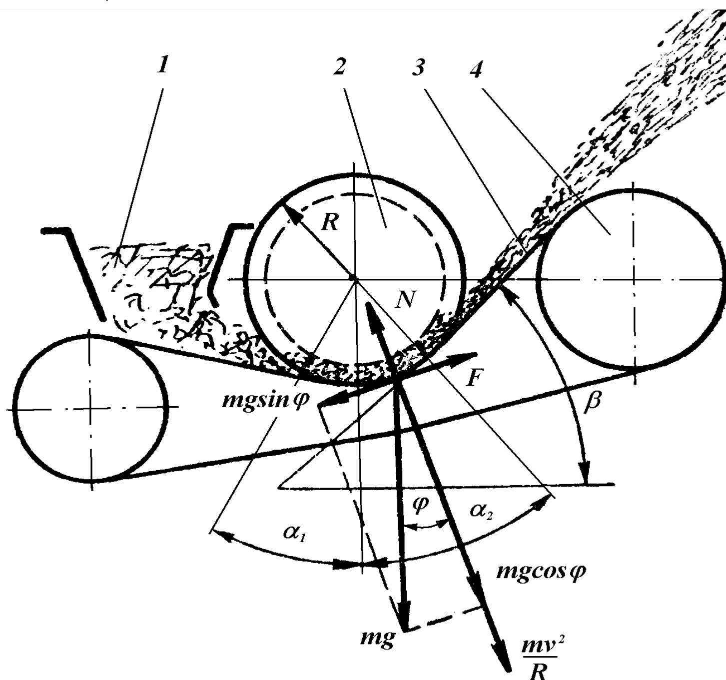


Fig. 3.95. Schema aruncătorului cu bandă şi rolă

În figura 3.95. este prezentată schema unui aruncător cu bandă şi rolă de presare. Rola de rază R este prevăzută cu două borduri laterale, pentru a nu permite curgerea materialului de pe banda transportorului. Asupra unei particule de masă m acţionează următoarele forţe: reacţiunea normală N, forţa de frecare $F = \mu N$, greutatea G cu componentele normală şi tangentă, respectiv forţa centrifugă $F_c = mv^2 / R$.

Din figură de poate vedea că reacţiunea normală este:

$$N = G\cos\varphi + \frac{m \cdot v^2}{R} \tag{3.178.}$$

Datorită forţelor ce acţionează asupra particulei m, aceasta va fi aruncată cu o viteză v_0 şi va parcurge o traiectorie definită de relaţia:

$$y = x \cdot tg\beta - \frac{g \cdot x^2}{2v_0^2 \cos^2 \beta} \tag{3.179.}$$

Distanţa parcursă de particulă pe orizontală după momentul aruncării este definită prin relaţia:

$$x = \frac{v_0^2}{g}\sin 2\beta \tag{3.180.}$$

Lungimea maximă de aruncare a materialului L se obţine pentru $\sin 2\beta = 1$, adică pentru $\beta = 45^0$. În practică unghiul de înclinare are valori cuprinse între 30 – 40^0.

Înălţimea maximă H la care se ridică materialul după aruncare se determină din relaţia:

$$H = \frac{v_0^2}{2g}\sin^2\beta \qquad (3.181.)$$

Din relaţiile de mai sus rezultă mărimea unghiului de aruncare în funcţie de L şi H:

$$\beta = arctg 4\frac{H}{L} \qquad (3.182.)$$

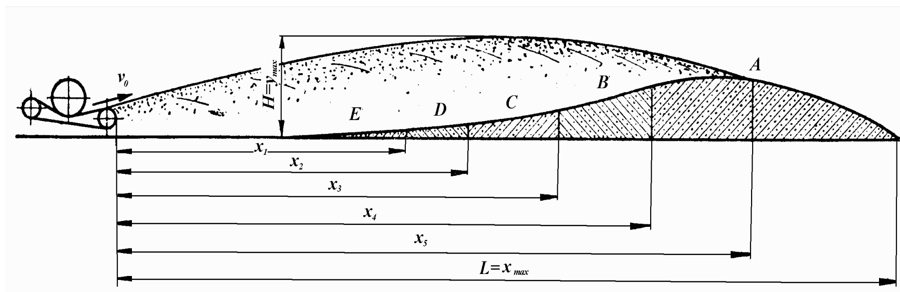


Fig. 3.96. Dispersia materialului la aruncătorul cu bandă şi rolă

Dispersia materialului aruncat cu viteza iniţială v_0 este prezentată în figura 3.96. Împrăştierea materialului depinde de compoziţia granulometrică a acestuia. Astfel particulele cu masa cea mai mare vor fi aruncate în zona *A*, în timp ce particulele cu masa cea mai mică vor fi aruncate în zona *E*.

Dacă se ţine cont de cinematica mişcării particulei la aruncarea sub un unghi oarecare, în acest caz se poate scrie:

$$v\frac{dv}{d\varphi} = g\cdot R(\mu\cos\varphi - \sin\varphi) + \mu\cdot v^2 \qquad (3.183.)$$

Plecând de la această relaţie în care v este viteza absolută a particulei, se obţine viteza de aruncare în funcţie de viteza pe orizontală v_H, astfel:

$$v_0 = v_H e^{\mu\alpha} \qquad (3.184.)$$

unde α este unghiul cu care banda înfăşoară rola ($\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$).

Productivitatea aruncătorului cu bană se determină cu relaţia:

$$Q = 3{,}6\cdot B\cdot h\cdot\gamma\cdot\psi\cdot v_0 \text{, în t/h} \qquad (3.185.)$$

în care B este lăţimea benzii transportorului;

γ - masa volumetrică a materialului;

h – înălţimea stratului de material de pe bandă;

ψ - coeficientul de umplere al secţiunii cu material;

Pentru situaţiile practice, aruncătoarele cu bandă au viteza de aruncare de 12 – 18 m/s şi distanţa de aruncare de 10 – 20 m. În cazul unei benzi cu lăţimea de 0,4 m, înălţimea stratului de material de 0,010, viteza de aruncare de 12 m/s, coeficient de umplere de 0,7 şi o masă volumetrică de 0,8 t/m^3, productivitatea aruncătorului este de aproximativ 100 t/h.

Puterea necesară acţionării unui aruncător cu bandă se determină cu relaţia:

$$P = Q\frac{(v_0^2 - v_H^2)}{367\cdot g\cdot\eta} \text{, în kW} \qquad (3.186.)$$

unde η este randamentul transmisiei.

Aruncătorul cu palete (fig. 3.97.) poate lucra în două moduri. În prima variantă (fig. 3.97.a) materialul este antrenat în mişcare de paletele 1 şi aruncat la ieşirea din jgheabul 2, fără a avea un control asupra modului de dispersie a acestuia. A doua variantă (fig. 3.97.b) permite antrenarea materialului de către paletele 2 în interiorul carcasei 3 şi aruncarea acestuia prin tubul

1. Ca şi în cazul aruncătorului cu bandă şi rolă, forţele care acţionează asupra unei particule sunt reacţiunea *N*, greutatea mg, forţa de frecare *F* şi forţa centrifugă $m\omega^2 R$. Particula este antrenată de paletă din punctul *A* şi deplasată prin carcasă până în punctul *B*, unde este aruncată cu viteza v_0. Datorită faptului că viteza absolută v este înclinată cu unghiul α faţă de v_0 şi frecării cu tubul de evacuare, viteza reală de aruncarea particulei va fi mai mică.

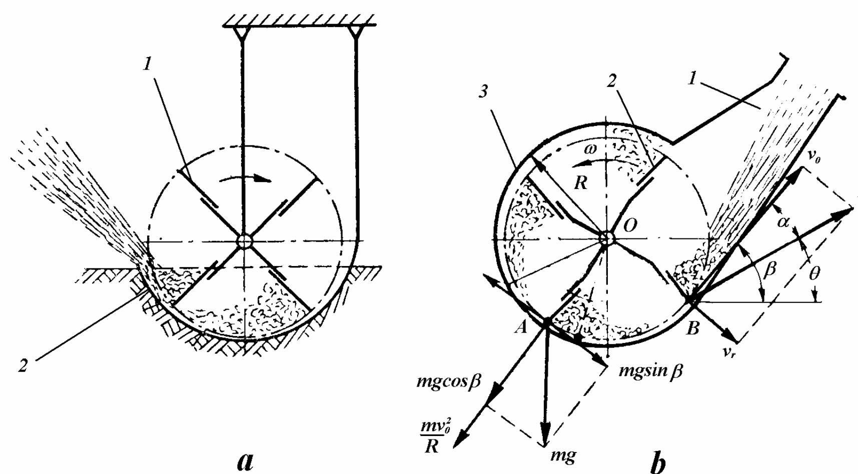


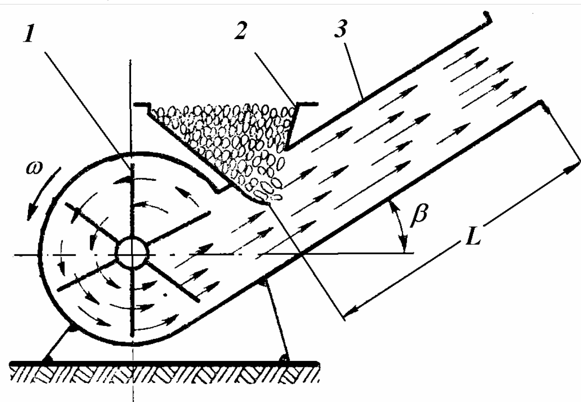
Fig. 3.97. Schema aruncătorului cu palete

Productivitatea aruncătorului cu palete se determină cu relaţia:

$$Q = 3{,}6 \cdot A \cdot \gamma \cdot \psi \cdot v_m \qquad (3.187.)$$

unde *A* este aria secţiunii transversale a materialului din jgheabul aruncătorului;

v_m – viteza medie sau viteza reală de aruncare a materialului



În cazul aruncătorului pneumatic (fig. 3.98.) materialul din gura de alimentare este introdus cu un debit uniform în canalul de refulare 3, prin care circulă un curent de aer debitat de paletele ventilatorului 1. Viteza de aruncare a materialului este egală cu viteza curentului de aer de la ieşirea din canalul de refulare.

Fig. 3.98. Schema aruncătorului pneumatic

3.6. Instalaţiile auxiliare ale transportoarelor

Instalaţiile auxiliare au rolul de a asigura încărcarea transportorului cu un debit constant de material din punctul de primire al acestuia, la care se mai poate adăuga şi cântărirea materialului. Din această categorie fac parte buncărele, alimentatoarele, închizătoarele şi cântarele.

3.6.1. Buncăre

Buncărele sunt recipienţi în care sunt păstrate materiale vrac în cantităţi mari. Dacă raportul dintre înălţime şi dimensiunea secţiunii orizontale este mică, aceşti recipienţi se numesc buncăre, iar dacă raportul este mare se numesc silozuri

Din punct de vedere constructiv buncărele pot fi prismatice, cilindrice sau în formă de albie, cele mai des întâlnite în practică fiind prezentate în figura 3.99.

Din punct de vedere al utilizării lor, buncărele pot fi:

● de primire, care primesc materialul vrac direct din mijlocul de transport şi care trebuie să asigure preluarea unei cantităţi specifice ritmului neuniform de sosire a materialului; de aici, cu ajutorul benzilor transportoare, materialul vrac este dirijat sub formă de flux uniform către următoarea operaţie din cadrul tehnologiei de lucru;

● intermediare, cu rol de tampon compensator faţă de specificul liniei tehnologice;

● de încărcare sau ieşire, aici fiind acumulat produsul finit ce urmează a fi livrat către mijloacele de transport.

Construcţia buncărelor trebuie să ţină cont de faptul că scurgerea materialului trebuie să se facă în condiţii de rezistenţă minimă. Scurgerea se poate realiza, în funcţie de înclinarea pereţilor, sub două feluri: normală (fig. 3.100.a. şi c) sau hidraulică (fig. 3.100.b.).

La scurgerea normală se formează un curent central de material în mişcare şi o adâncitură conică la suprafaţa liberă a materialului din buncăr, acesta fiind şi modelul de scurgere care se ia în calcule. La scurgerea hidraulică întreaga masă a materialului este pusă în mişcare şi aceasta se datorează unei înclinări pronunţate a pereţilor buncărului.

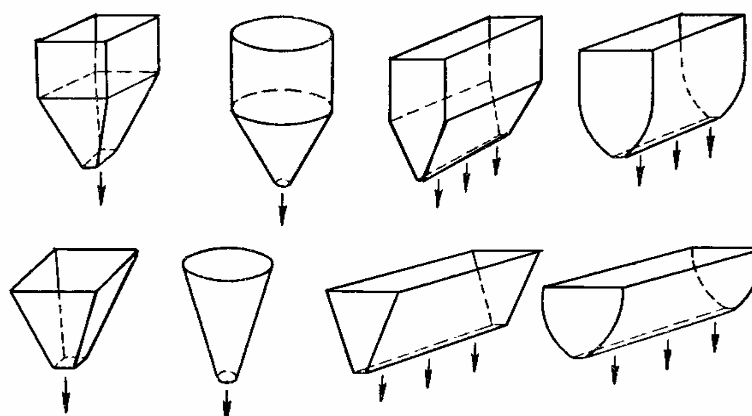


Fig. 3.99. Tipuri constructive de buncăre

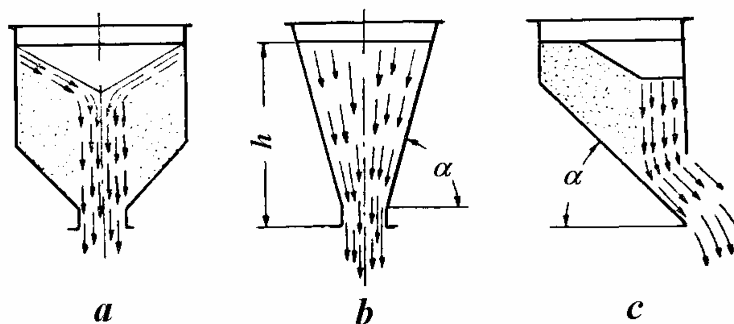


Fig. 3.100. Moduri de scurgere a materialului din buncăre

În cazul scurgerii normale a materialului, orificiul de scurgere este îngustat de particulele de material ce se află în repaus în jurul acestuia, astfel că, toate dimensiunile ce se iau în calcul vor fi micşorate cu dimensiunea granulei caracteristice.

Calculul buncărelor are ca scop determinarea presiunii exercitate de material asupra pereţilor laterali şi a fundurilor, presiune care se transmite implicit şi asupra închizătoarelor sau alimentatoarelor. În teoria mecanicii curgerii materialelor vărsate se presupune că materialul se scurge uşor, iar între granulele acestuia nu se exercită forţe de frecare. În cazul real lucrurile stau

puţin diferit, de aceea relaţiile matematice obţinute pe modelul teoretic vor fi afectate de unii coeficienţi de corecţie stabiliţi pe cale experimentală.

Asupra pereţilor buncărului materialul exercită o presiune q pe suprafaţa orizontală şi o presiune p pe suprafaţa verticală, în lipsa unor eforturi tangenţiale acestea fiind tensiunile principale. Dacă există un perete înclinat cu un unghi α (fig. 3.101.) atunci apar presiunea sau efortul unitar normal σ şi efortul unitar tangenţial τ. Pentru un element prismatic, cu secţiunea triunghiulară *ABC* şi lungimea egală cu unitatea, plin cu material vrac, proiecţia forţelor pe direcţia normală la *BC* va da ecuaţia de echilibru de forma:

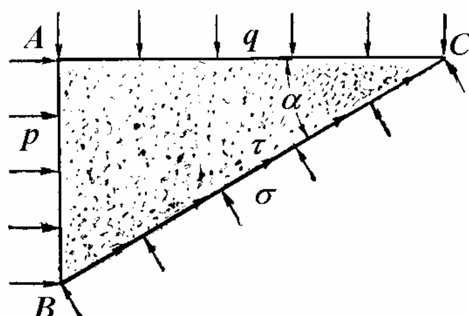


Fig. 3.101. Distribuţia eforturilor

$$\overline{BC}\sigma - \overline{AC}q\cos\alpha - \overline{AB}p\sin\alpha = 0 \qquad (3.188.)$$

Din triunghiul dreptunghic se pot exprima *AB* şi *AC* în funcţie de *BC*, iar cu acestea relaţia de mai sus devine:

$$\sigma = q\cos^2\alpha + p\sin^2\alpha \qquad (3.189.)$$

Cunoscând presiunea pe peretele orizontal şi pe cel vertical, se poate stabili presiunea pe un perete înclinat al buncărului.

Din proiecţia forţelor pe direcţia *BC* se obţine ecuaţia de echilibru de forma:

$$\overline{BC}\tau + \overline{AB}p\cos\alpha - \overline{AC}q\sin\alpha = 0 \qquad (3.190.)$$

Dacă se fac înlocuirile ca mai sus rezultă:

$$\tau = \frac{q-p}{2}\sin 2\alpha \qquad (3.191.)$$

Reprezentarea grafică a relaţiilor ce definesc pe σ şi pe τ este prezentată în figura 3.102. Pe axa $O\sigma$ s-a trasat un cerc de rază $r = (q-p)/2$ cu centrul la distanţa $(q+p)/2$. Dacă din punctul *M* se duce dreapta *MN* înclinată cu unghiul α, ordonata punctului *N* va fi:

$$\tau = r\sin 2\alpha = \frac{q-p}{2}\sin 2\alpha \qquad (3.192.)$$

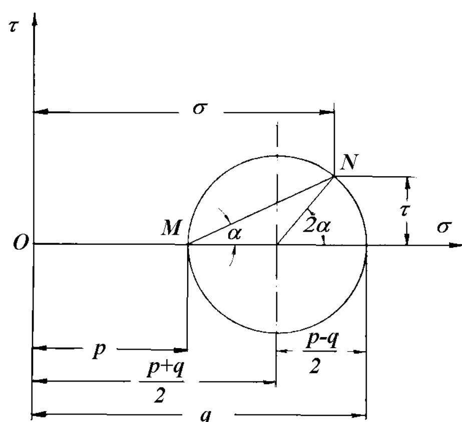


Fig. 3.102. Reprezentarea grafică a eforturilor

Pentru abscisa punctului va rezulta:

$$\sigma = \frac{q+p}{2} + r\cos 2\alpha = \frac{q+p}{2} + \frac{q-p}{2}\left(\cos^2\alpha - \sin^2\alpha\right) = q\cos^2\alpha + p\sin^2\alpha \qquad (3.193.)$$

Cercul tensiunilor poate fi trasat pentru orice punct al masei de material, în care dreapta *MN* va da, pentru un plan înclinat cu unghiul α, eforturile unitare σ şi τ. Efortul unitar tangenţial este legat de cel normal, iar la limită prin relaţia frecării interne:

$$\tau = \sigma\mu_0 = \sigma tg\rho_0 \qquad (3.194.)$$

Daca efortul unitar tangenţial atinge această valoare limită atunci materialul îşi pierde coeziunea şi alunecă (se surpă) după direcţia unghiului α pentru care a fost atinsă limita. Reprezentarea grafică a dreptei dată de relaţia 3.194. arată că această limită este atinsă atunci în punctul de tangenţă cu cercul tensiunilor (fig. 3.103.a.). Planul în care se află punctul *N* are înclinaţia α, a cărui valoare se determină din triunghiul ONO_1:

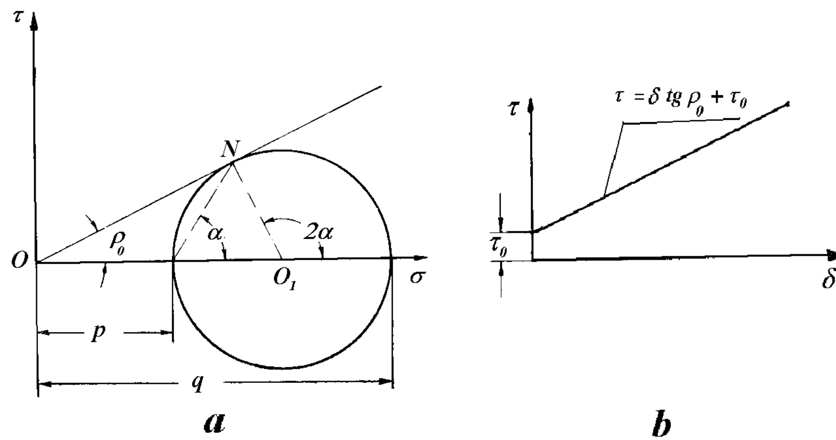


Fig. 3.103. Reprezentarea grafică a unghiului de înclinare limită şi a efortului unitar tangenţial

$$2\alpha = 90^0 + \rho_0 \Rightarrow \alpha = 45^0 + \frac{\rho_0}{2} \tag{3.195.}$$

În condiţii reale, când materialul are o umiditate oarecare şi unde apar forţe de coeziune suplimentare între granule, tensiunea tangenţială apare şi în lipsa unei tensiuni normale, ca efect al unei tensiuni iniţiale τ_0 (datorată forţelor de coeziune), iar relaţia de definiţie a efortului tangenţial (reprezentată în figura 3.103.b.) va fi:

$$\tau = \mu_0 \sigma + \tau_0 \tag{3.196.}$$

Din relaţia 3.195. ca şi condiţie limită, rezultă că între p şi q există o relaţie de dependenţă de forma $p = kq$, k fiind o constantă numită coeficient de mobilitate. Acest coeficient va permite determinarea presiunii orizontale dacă se cunoaşte presiunea verticală a unui buncăr.

Cu semnificaţia de mai sus relaţiile 3.191. şi 3.192. vor căpăta forma:

$$\sigma = q\left(\cos^2\alpha + k\sin^2\alpha\right)$$
$$\tau = q\frac{1-k}{2}\sin 2\alpha \tag{3.197.}$$

Dar din relaţia 3.194. $tg\rho_0 = \tau / \sigma$ şi relaţiile de mai sus pot fi scrise astfel:

$$tg\rho_0 = \frac{(1-k)\sin 2\alpha}{2\left(\cos^2\alpha + k\sin^2\alpha\right)} \tag{3.198.}$$

Din relaţia 3.195. rezultă că $\sin 2\alpha = \cos\rho_0$ şi $\cos 2\alpha = -\sin\rho_0$, iar dacă se ţine cont şi de relaţiile trigonometrice $\cos^2\alpha = \frac{1+\cos 2\alpha}{2}$, respectiv $\sin^2\alpha = \frac{1-\cos 2\alpha}{2}$, atunci relaţia de mai sus devine:

$$\frac{\sin\rho_0}{\cos\rho_0} = \frac{(1-k)\cos\rho_0}{2\left(\frac{1-\sin\rho_0}{2} + k\frac{1+\sin\rho_0}{2}\right)} \tag{3.199.}$$

Relaţia de mai sus se înmulţeşte cu $\cos\rho_0$ şi de aici se obţine formula de calcul a coeficientului de mobilitate:

$$k = \frac{1-\sin\rho_0}{1+\sin\rho_0} \tag{3.200.}$$

Din relaţiile trigonometrice se obţine că $ctg^2\alpha = k$, de unde rezultă relaţia de calcul a coeficientului de mobilitate de forma:

$$k = tg^2\left(45^0 - \frac{\rho_0}{2}\right) \qquad (3.201.)$$

Pentru buncărele cu înălţimi mari, de ordinul metrilor, presiunea pe verticală se poate determina plecând de la legea hidrostatică $q = \gamma h$, unde γ este masa volumetrică a materialului iar h este înălţimea coloanei de material. Dacă se urmăreşte un calcul mai precis, atunci va trebui să se ţină cont de faptul că o parte din material se sprijină, prin frecare, de pereţii laterali ai buncărului, parte ce va determina scăderea presiunii verticale.

Pentru buncărul din figura 3.104. se consideră un strat elementar cu grosimea dh (cu buncăr având secţiunea A şi perimetrul L) , aflat la adâncimea h faţă de suprafaţă, ce se află în echilibru sub acţiunea presiunilor de pe cele două suprafeţe ale sale, a greutăţii proprii şi a frecării de pereţii buncărului. Ecuaţia de echilibru va avea forma:

$$qA + \gamma Adh = (q + dq)A + \mu pLdh \qquad (3.202.)$$

Dacă se împarte relaţia de mai sus cu Adh se obţine:

$$\frac{dq}{dh} = \gamma - \frac{Lp\mu}{A} \qquad (3.203.)$$

Pentru condiţia $p = kq$ şi introducând raza hidraulică $R = A / L$ rezultă:

$$\frac{dq}{dh} = \gamma - \frac{\mu k}{R}q = \frac{\mu k}{R}\left(\frac{\gamma R}{\mu k} - q\right) \qquad (3.204.)$$

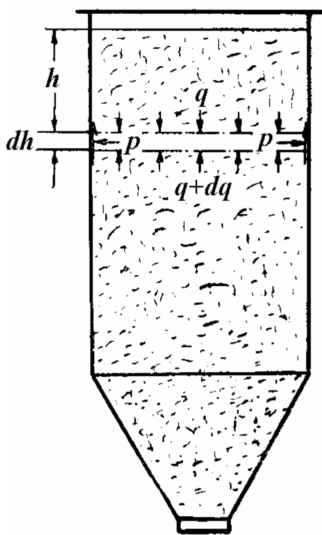


Fig. 3.104. Calculul buncărului

Prin integrare şi determinarea constantei de integrare din condiţiile la limită, se obţine relaţia finală:

$$q = \frac{\gamma R}{\mu k}\left(1 - \frac{1}{e^{\frac{\mu k}{R}h}}\right) \qquad (3.205.)$$

Se poate observa că presiunea verticală nu creşte continuu cu înălţimea h, ea tinzând asimptotic spre valoarea limită $\gamma R / \mu k$, şi o atinge pentru $h = \infty$. În practică valoarea limită este atinsă după 3-5 m. Din datele experimentale s-a constat că pentru majoritatea materialelor $\mu k \cong 0{,}18$, iar presiunea maximă atinge valoarea $q_{\max} = 5{,}6\gamma R$, independentă de înălţimea h. Cu aceste date şi ţinând cont că la încărcarea buncărului pot să apară presiuni mai mari decât cele rezultate din calculele precedente, relaţia generală de calcul a presiunii exercitate de material asupra unui perete al buncărului înclinat cu unghiul α are forma:

$$\sigma = 5{,}6\gamma R\beta\left(\cos^2\alpha + k\sin^2\alpha\right) \qquad (3.206.)$$

unde $\beta = 1....2$ şi este un coeficient ce ţine cont de modul cum este exploatat buncărul (golire parţială sau totală, manevrare închizător, apariţia de sarcini dinamice, etc.).

Forma optimă a buncărului trebuie să ţină cont de faptul că pentru descărcare, laturile piramidei inferioare trebuie să aibă acea înclinaţie care să nu permită formarea de depozite de material ce nu pot să alunece spre în jos. În funcţie de coeficientul de frecare în repaus al materialului pe pereţii buncărului μ_1, unghiul de înclinare se poate determina cu relaţia:

$$\cos\alpha = \sqrt{\sqrt{4\mu_1^2 + 1} - 2\mu_1^2} \qquad (3.207.)$$

În practică, pentru ca toată masa de material să alunece, trebuie ca pereţii să aibă o înclinare cu 2^0 - 4^0 mai mare decât cea teoretică. Pentru buncărele având forma de albie alungită şi a celor cu descărcare prin fantă, unghiul de înclinare al pereţilor este de 50^0 - 60^0 sau chiar mai mare, dacă materialul se scurge greu.

3.6.2. *Închizătoare*

Sunt acele dispozitive care închid sau deschid orificiile de evacuare a materialelor din buncăre. În acelaşi timp închizătoarele mai pot juca rol de reglaj, neuniform şi în anumite limite, a debitului de material care se scurge din buncăr.

Clasificarea închizătoarelor se poate face după forma constructivă a elementului de închidere (fig. 3.105.). Pentru descărcarea materialului din buncărele cu fantă se folosesc descărcătoare mecanice cu lopeţi, iar în unele cazuri descărcarea se face cu instalaţii pneumatice.

Buncărele care se descarcă pneumatic au o construcţie specială prin care, pe la partea inferioară se insuflă aer ce antrenează particulele şi le fluidizează în procesul de descărcare.

Închizătoarele trebuie să asigure un anumit debit de material care să treacă prin orificiul lor, fapt ce impune realizarea unei anumite secţiuni de trecere, respectiv o anumită viteză de curgere. Ca urmare a presiunii exercitate de material asupra pereţilor buncărului, dar şi asupra închizătorului, trebuie determinată şi forţa necesară pentru acţionarea lui.

Debitul de material care se scurge prin orificiul închizătorului este asemănător ca în cazul transportoarelor:

$$Q = 3600 v \gamma A \text{, în t/h} \qquad (3.208.)$$

unde A este aria secţiunii de trecere a închizătorului, în m^2;

v – viteza de scurgere a materialului, în m/s;

γ - masa volumetrică a materialului, în t/m^3.

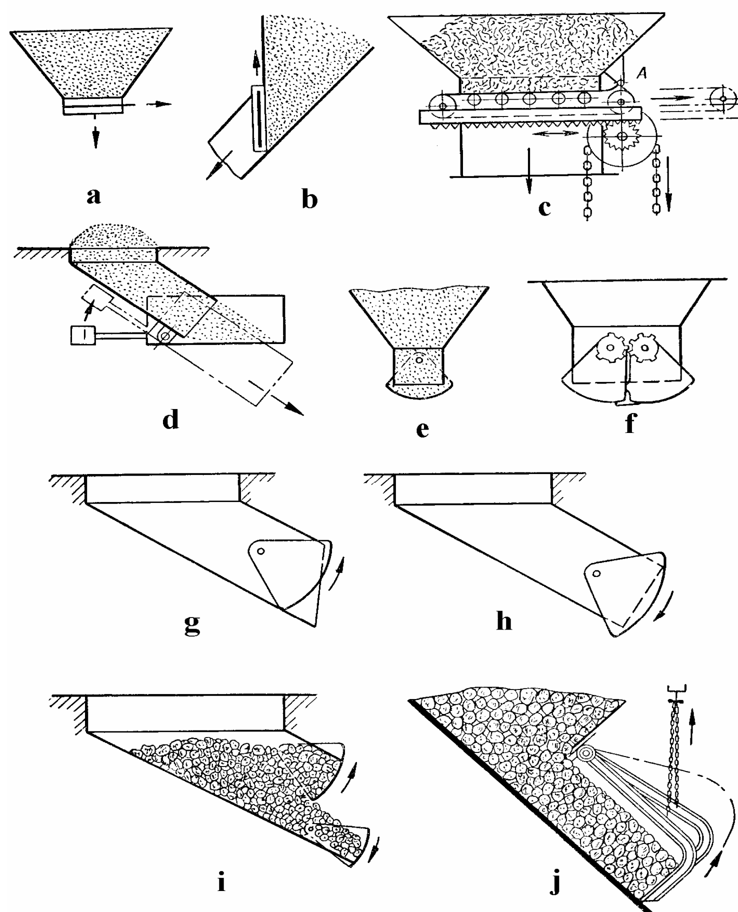


Fig. 3.105. Tipuri constructive de închizătoare: a- cu sertar plan orizontal; b- cu sertar plan vertical; c- cu tablier flexibil; d- cu clapetă oscilantă; e- cu sector pivotant simplu; f- cu sector pivotant dublu; g- cu sector pivotant înclinat interior; h- cu sector pivotant înclinat exterior; i- cu două sectoare pivotante înclinate; j- cu degete.

Deoarece viteza de scurgere a materialului diferă cu înălţimea stratului de material, rezultă că şi debitul va fi neuniform. Uniformizarea sa relativă se poate face prin modificarea periodică a secţiunii orificiului.

Mărimea orificiului de scurgere trebuie să permită trecerea materialului fără apariţia unor rezistenţe suplimentare, mărimea sa fiind aleasă astfel încât să nu se blocheze la trecerea unui bulgăre mai mare sau să nu permită formarea unei bolţi deasupra orificiului de scurgere, care să imobilizeze materialul. O formulă de calcul experimentală stabileşte care trebuie să fie mărimea orificiului închizătorului la care scurgerea materialului să respecte condiţiile de mai sus:

$$A' > k(a'+80)tg\rho_0 \text{, în mm.} \qquad (3.209.)$$

în care *A'* este latura orificiului pătrat sau diametrul orificiului rotund, în mm;

k – coeficient experimental (*k = 2,6* pentru materiale nesortate şi *k = 2,4* pentru materiale sortate);

a' – dimensiunea maximă a granulei caracteristice, în mm;

ρ_0 - unghiul de frecare internă a materialului.

Pentru a nu se forma o boltă deasupra orificiului de scurgere este necesar ca componenta pe verticală a efortului tangenţial τ_1 să respecte condiţia:

$$\tau_1 = \tau_0(1+\sin\rho_0) \qquad (3.210.)$$

Raza hidraulică a orificiului trebuie să îndeplinească condiţia:

$$R = \frac{\tau_0(1+\sin\rho_0)}{\gamma} \qquad (3.211.)$$

Dar cum pentru majoritatea materialelor vărsate valoarea medie a unghiului de frecare internă este de $36^0 40'$, efortul tangenţial iniţial are forma:

$$\tau_0 = \frac{\gamma h}{4} \qquad (3.212.)$$

Pentru a determina viteza de scurgere a materialului, se consideră un element de grosime Δh de material de deasupra orificiului de scurgere de secţiune *S*, pe care se exercită presiunea verticală *q*. Cum însă energia cinetică pe care o capătă materialul la parcurgerea acestei distanţe, este egală cu lucrul mecanic efectuat de presiunea *q*:

$$qS\Delta h = \frac{\gamma}{g} S\Delta h \frac{v^2}{2} \qquad (3.213.)$$

De aici se obţine viteza de scurgere:

$$v = \sqrt{2g\frac{q}{\gamma}} \qquad (3.214.)$$

Din încercările experimentale s-a constatat că relaţia de mai sus trebuie corectată cu un coeficient $\lambda = 0{,}2...0{,}5$ în funcţie de materialul din buncăr.

La stabilirea forţei necesare acţionării închizătoarelor trebuie să se ia în considerare tipul constructiv şi rezistenţele specifice ce apar în timpul manevrării lor. Relaţiile matematice stabilite pe baze teoretice sunt corectate cu coeficienţi de siguranţă supraunitari.

3.6.3. Alimentatoare

Alimentatoarele sunt acele dispozitive montate în zona orificiilor de evacuare ale buncărelor şi care au rolul de a asigura un debit de material constant în timp sau cu posibilitatea de reglare în funcţie de nevoi. Alimentatoarele fac legătura dintre buncăr şi transportoarele de material, ca parte a instalaţiilor de prelucrare a acestuia.

Din punct de vedere constructiv şi al principiului de funcţionare, alimentatoarele se por clasifica astfel:

● alimentatoare cu organe rotative;

● alimentatoare cu organe flexibile de tracţiune;

● alimentatoare cu organe oscilante.

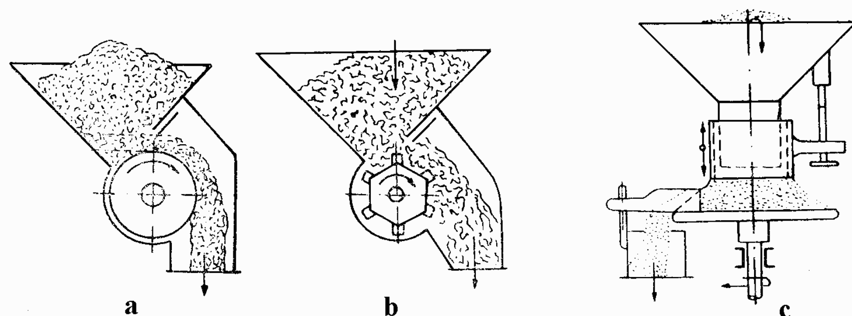


Fig. 3.106. Alimentatoare cu organe rotative: a- cu tobă cilindrică netedă; b- cu tobă cilindrică profilată; c- cu disc

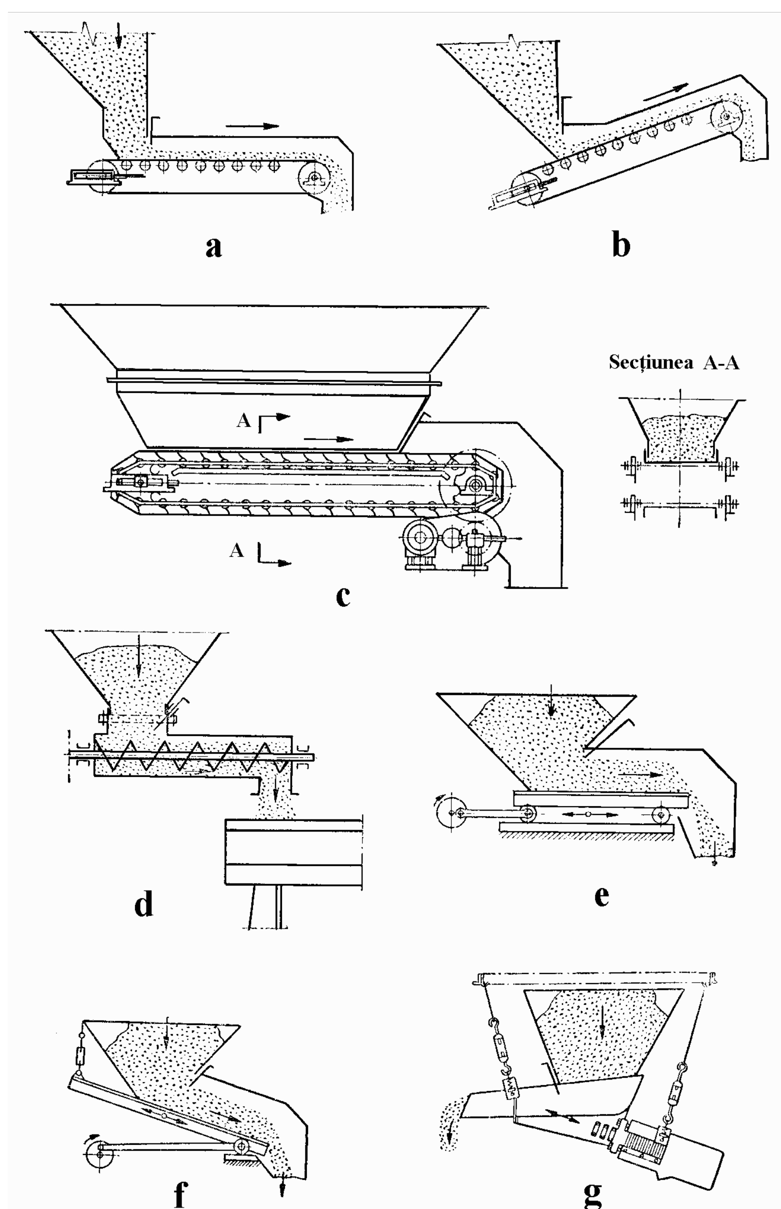


Fig. 3.107. Tipuri de alimentatoare

Alimentatoarele cu organe rotative au în construcţie o tobă cilindrică (fig. 3.106.a.), o tobă canelată (fig. 3.106.b.) un disc rotitor orizontal (fig. 3.106.c.) sau un transportor elicoidal scurt (fig. 3.107.d.), plasate sub orificiul buncărului şi care imprimă materialului, prin frecare, o anumită viteză de deplasare. Alimentatoarele cu tobe se folosesc la descărcarea buncărelor cu materiale de granulaţie mică, până la mijlocie, în timp ce alimentatoarele cu melc se folosesc la materiale cu granulaţie mică.

Alimentatoarele cu disc permit reglarea distanţei dintre orificiu şi discul rotativ, fapt ce permite utilizarea lor la materiale cu granulaţie de la fină la cele mari.

Alimentatoarele cu organe flexibile de tracţiune au în construcţie un transportor cu bandă scurt, dispus orizontal (fig. 3.107.a.) sau uşor înclinat fig. 3.107.b.), ori un transportor cu raclete (fig. 3.107.c.). Reglarea debitului de material se poate face fie prin intermediul unui sertar care modifică înălţimea stratului de material de pe transportor, fie prin modificarea vitezei transportorului cu ajutorul unui variator de turaţie.

Alimentatoarele cu organe oscilante au o platformă (cărucior) montată pe role şi pusă în mişcare rectilinie alternativă de către un mecanism cu excentric. Platforma este dispusă orizontal (fig. 3.107.e.) sau înclinat (fig. 3.107.f.). Tot din această categorie mai fac parte şi alimentatoarele vibrante (fig. 3.107.g.) la care sub gura de evacuare este montat un transportor vibrator, uşor înclinat şi acţionat de către un electromagnet. Având o frecvenţă de circa 3000 oscilaţii pe minut, transportorul deplasează materialul prin salturi mici şi dese, debitul fiind reglat cu un sertar, motiv pentru care uzura transportorului vibrator este mai mică şi îl recomandă la scurgerea materialelor abrazive.

Calculul alimentatoarelor cu tobe se referă la determinarea debitului sau a productivităţii, respectiv a volumului de material deplasat în unitatea de timp:

$$Q = 60\pi BhDnk\gamma \text{, în t/h} \tag{3.215.}$$

unde B este lăţimea tobei, în m;

h – grosimea stratului de material de pe tobă, în m;

D – diametrul tobei, în m;

n – turaţia tobei, în rot/min;

k – coeficient de productivitate ($k \cong 0,7$).

Ca urmare a presiunii exercitate de material asupra tobei cilindrice netede vom avea o forţă de greutate G, la care se adaugă greutatea proprie a tobei (G_0), cele două vor da naştere unui moment de frecare în lagărele tobei a cărui valoare este:

$$M_f = \left(G_0 + G\right)\frac{\mu_1 d}{2} \tag{3.216.}$$

în care d este diametrul axului tobei;

μ_1 - coeficientul de frecare din lagăre.

La tobele poligonale, momentului rezistent de mai sus i se adaugă şi cel provenit din forfecarea materialului de către proeminenţele tobei, precum şi agitării permanente a acestuia. Ca urmare, momentul rezistent va avea forma:

$$M_f^c = k_c G\frac{D}{2}\mu_a + \left(G_0 + G\right)\frac{\mu_1 d}{2} \tag{3.217.}$$

unde μ_a este coeficientul de alunecare al materialului;

k_c – coeficient ce ţine cont de agitarea materialului (are valori cuprinse între 1, la granulaţii mici şi 2, la granulaţii mari).

Cu valoarea momentului rezistent se poate determina puterea necesară acţionării alimentatorului cu tobe:

$$P = \frac{k_s Mn}{975\eta} \text{, în kW} \tag{3.218.}$$

În relaţia de mai sus k_s este un coeficient de siguranţă supraunitar (pentru calcule acesta are valoarea aproximativă 1,15).

La alimentatoarele cu disc cantitatea de material distribuită de organul rotativ se determină cu relaţia:

$$Q = \frac{60\pi h^2 n\gamma}{tg\alpha}\left(\frac{D}{2} + \frac{h}{3tg\alpha}\right) \tag{3.219.}$$

în care h este distanţa dintre gura de evacuare şi discul rotativ;

D – diametrul gurii de evacuare a materialului pe disc;

α - unghiul taluzului natural al conului de material.

Turaţia discului trebuie să evite aruncarea materialului ca efect al forţei centrifuge şi de aceea ea este limitată la valoarea:

$$n_{max} = 30\sqrt{\frac{\mu}{R_c}} \tag{3.220.}$$

unde R_c este raza conului sub care se aşează materialul pe disc;

μ - coeficientul de frecare dintre material şi disc.

Deoarece descărcarea materialului de pe disc se face cu ajutorul unei raclete, în timpul funcţionării alimentatorului trebuie învinse trei rezistenţe ce provin din: frecarea materialului pe disc, frecarea materialului de racletă şi frecarea dintre partea materialului antrenată în rotaţie şi cea aflată în repaus.

La alimentatoarele prevăzute cu transportoare cu bandă sau cu plăci, calculul se face ţinând cont de productivitatea acestora şi care a fost determinată anterior. Pentru alimentatoare, productivitatea se calculează cu relaţia:

$$Q = 3600 b h_1 v \gamma \psi \text{, în t/h} \qquad (3.221.)$$

unde b este lăţimea transportorului;

h_1 – înălţimea bordurilor laterale;

v – viteza transportorului;

ψ - coeficientul de umplere a jgheabului cu material (aproximativ 0,8).

Viteza organului flexibil de tracţiune este de 0,05-0,45 m/s la alimentatoarele cu bandă şi de 0,02-0,25 m/s la alimentatoarele cu plăci, De asemenea, înălţimea bordurilor laterale se alege astfel încât frecarea lor cu materialul să nu depăşească frecarea pe fundul jgheabului.

Calculul puterii necesare acţionării alimentatorului trebuie să ţină cont de faptul că, pe lângă puterea necesară acţionării transportorului, se mai consumă energie pentru învingerea frecărilor cu bordurile laterale, respectiv frecărilor datorate presiunii materialului din buncăr exercitată pe zona de scurgere. În cazul general când transportorul ridică materialul pe înălţimea H (L_h fiind proiecţia pe orizontală a transportorului), având borduri cu lungimea l şi coeficientul de frecare dintre material şi borduri μ_b, puterea necesară acţionării alimentatorului se determină cu relaţia:

$$P = \frac{Qv}{300}\left(0{,}2L_h + H\right) + 10h^2 l \gamma \mu_b v + \frac{Gv}{400} \qquad (3.222.)$$

G fiind forţa cu care materialul presează asupra gurii de scurgere.

Din categoria alimentatoarelor cu organe oscilante, cel mai întâlnit în practică este cel cu cărucior, la care productivitatea se determină cu relaţia:

$$Q = 120 B h r n \gamma \qquad (3.223.)$$

unde B este lăţimea căruciorului sau distanţa dintre bordurile laterale;

h – înălţimea stratului de material evacuat cu căruciorul (se reglează cu ajutorul unui sertar mobil);

r – raza manivelei.

În deplasarea sa căruciorul trebuie să învingă două rezistenţe: la ducere (rulare plus frecarea materialului de pereţii laterali) şi la întoarcere (rulare plus frecarea materialului de platforma căruciorului). Din încercările experimentale s-a constatat că cele două rezistenţe sunt aproximativ egale, iar pentru calcule se iau cele de la cursa de întoarcere:

$$\begin{aligned} R_r &= w\left(m_0 g + G + qAB\right) \\ R_f &= \mu\left(G + qAB\right) \end{aligned} \qquad (3.224.)$$

în care A este lungimea orificiului de scurgere a materialului;

m_0 – masa căruciorului;

w – rezistenţa specifică la înaintare a căruciorului;

μ - coeficientul de frecare dintre material şi platforma căruciorului.

Din condiţiile de exploatare în siguranţă, viteza medie a căruciorului este $v = rn/15$, în m/s.

Puterea necesară acţionării alimentatorului se poate calcula cu relaţia:

$$P = \frac{k_1 k_2}{\eta} \frac{R_r + R_f}{102} v \qquad (3.225.)$$

unde k_1 este un coeficient dinamic ($k_1 \cong 1{,}1$);

k_2 – coeficient de siguranţă ($k_2 \cong 1{,}15$).

3.7. Maşini de transportat fără şine şi echipamente speciale

Transportul diverselor materiale şi produse finite în cadrul unor unităţi economice, presupune utilizarea şi a altor echipamente sau maşini care să asigure buna desfăşurare a procesului de producţie. Ele asigură legătura între diferite puncte de lucru, la depozitarea în magazii, la preluarea materiilor prime din mijloacele de transport, la deplasarea între diferite ateliere de lucru, etc. Toate acestea se folosesc în scopul de a realiza organizarea şi desfăşurarea activităţilor de descărcare şi încărcare la care instalaţiile de transportat prezentate nu se justifică din punct de vedere tehnologic sau economic.

Din categoria maşinilor de transportat fără şine şi a echipamentelor speciale fac parte: cărucioarele de transport, platformele de transportat cu acţionare mecanică sau electrică, maşinile de transportat şi stivuit, transportoarele mobile, echipamentele de încărcat cu cupă sau graifăr, remorcile tehnologice, vagoneţi, căi suspendate cu o singură şină, etc.

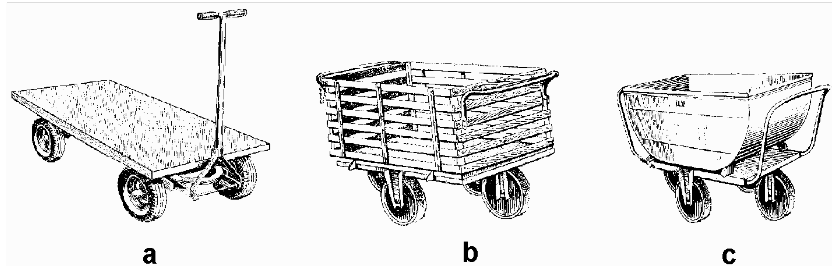


Fig. 3.108. Cărucioare de transport: a- pentru sarcini individuale; b- pentru sarcini individuale sau materiale cu granulaţie mare; c- pentru materiale vrac.

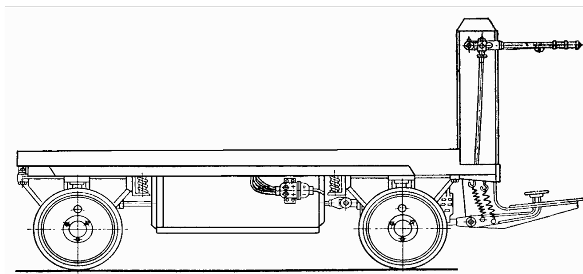


Fig. 3.109. Cărucior de transport cu acţionare mecanică

Cărucioarele de transport sunt de tipul cu acţionare manuală sau cu acţionare mecanică. În figura 3.89 sunt prezentate diferite tipuri de cărucioare de transport cu acţionare manuală, în funcţie de caracteristicile sarcinilor ce trebuie deplasate.

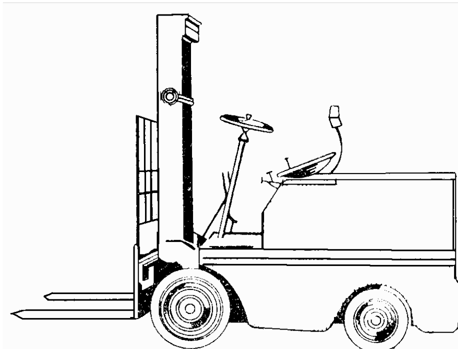
Cărucioarele de transport cu acţionare mecanică (fig. 3.109.) au ca bază energetică baterii de acumulatoare şi se numesc electrocare sau motor cu ardere internă şi se numesc motocare. Sunt construite pentru sarcini utile de 1….5 t, iar viteza de deplasare cu sarcina este de 5-6 km/h şi în gol de până la 15 km/h.

Pentru stabilirea productivităţii cărucioarelor de transport trebuie să se ţină cont de coeficientul de utilizare a capacităţii k_q care diferă în funcţie de ce tip de fabricaţie deserveşte (are valori de la 0,4 pentru producţie unicat şi ajunge la 0,8 pentru deservirea unei producţii de masă).

În timpul lucrului căruciorul efectuează un număr de n cicluri în funcţie de timpul de lucru pe zi T şi durata unui ciclu t ($n = T / t$), un ciclu de lucru însemnând suma tuturor timpilor utili şi morţi de la încărcare şi până când căruciorul revine pentru o nouă încărcare. Deoarece nu tot timpul căruciorul este folosit numai pentru transport (acesta mai are nevoie de întreţinere şi reparaţie), timpul efectiv mediu pe zi va fi Tk_t (k_t este coeficientul de utilizare a timpului şi are valoarea de 0,8).

Productivitatea medie zilnică a căruciorului de transport se determină cu relaţia:

$$Q = 10^{-3} q k_q \frac{T k_t}{t}\text{, în t/h} \qquad (3.226.)$$



Pentru organizarea transportului în magazii şi depozite de materii prime şi produse finite se foloseşte sistemul de stivuire sub formă de palete. Ca maşini de lucru se folosesc electrostivuitoarele şi motostivuitoarele (fig. 3.110.). De asemenea, pentru transportul paletelor se mai utilizează şi cărucioare speciale.

Fig. 3.110. Motostivuitor

Paletizarea este o metodă modernă de creşterea productivităţii operaţiei de transport prin faptul că permite mecanizarea totală a ei , reduce costurile de transport, asigură integritatea materialelor transportate, foloseşte eficient capacitatea echipamentelor de transport.

Paleta este o platformă cu unul sau mai multe nivele (fig. 3.111.), ori sub forma unei lăzi numită boxpaletă, metalică sau din lemn, având diverse capacităţi. Folosirea lor în sistemul de transport containerizat are o serie de avantaje precum: asigurarea integrităţii produselor, scăderea considerabilă a costurilor cu încărcarea şi descărcarea, mecanizarea şi automatizarea procesului de lucru. În figura 3.112. este prezentată o linie robotizată de paletizare.

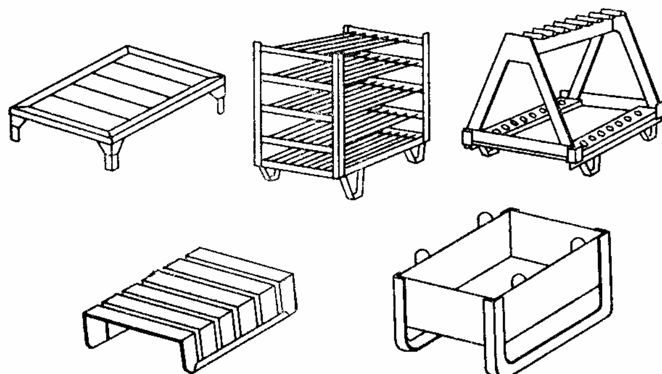


Fig. 3.11. Tipuri de palete

O categorie importantă de utilaje destinată mecanizării transportului în complexele zootehnice şi nu numai, sunt remorcile tehnologice cu descărcare continuă. Acestea, pe lângă transportul propriu-zis, realizează şi descărcarea fracţionată controlată în cadrul operaţiilor de încărcare a silozurilor turn, la distribuirea hranei în iesle, la împrăştierea pe sol a îngrăşămintelor organice solide şi lichide.

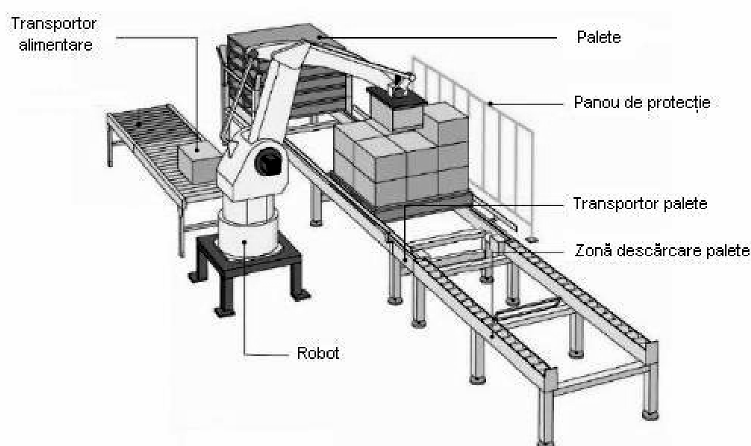


Fig. 3.112. Linie robotizată pentru paletizare

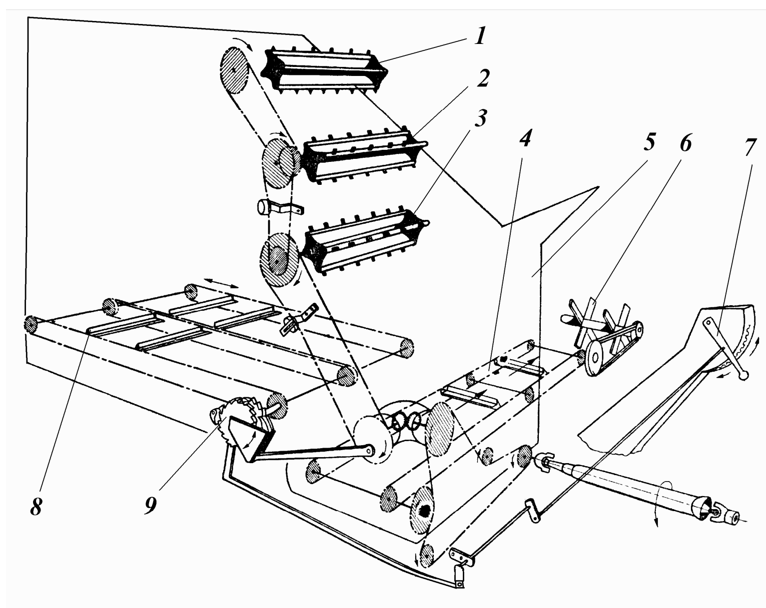


Fig. 3.113. Procesul de lucru al remorcii tehnologice

Remorca tehnologică cu descărcare continuă (fig. 3.113.) are în interiorul unei bene 5, un transportor cu racleţi 8 dispus pe fundul benei şi care antrenează cu viteză mică materialul către tobele de uniformizare 1,2 şi 3, dirijându-l spre transportorul transversal de evacuare 5. La capătul acestuia se află paletele de distribuţie 6 care împrăştie materialul. Reglarea debitului de material se realizează cu ajutorul manetei 7 care comandă cuplarea uneia din roţile dinţate 9, mărind sau micşorând viteza transportorului 8.

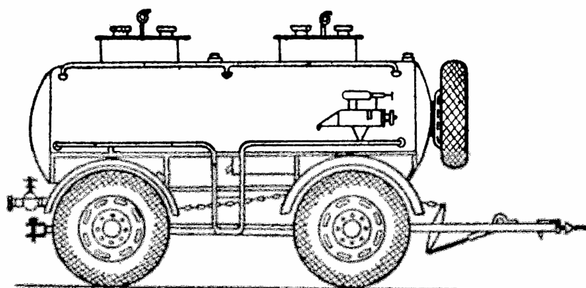


Fig. 3.114. Remorcă cisternă pentru dejecţii lichide

Remorcile tehnologice folosite la împrăştierea gunoiului de grajd au construcţia asemănătoare, cu deosebirea că tobele sunt cele care aruncă materialul pe sol.

Remorca tehnologică din figura 3.114. este utilizată la împrăştierea pe sol a dejecţiilor lichide rezultate de la fermele de animale. Pompa de lichid a remorcii este acţionată de la priza de putere a tractorului.

Pentru mecanizarea operaţiilor de încărcare şi descărcare a materialelor în vrac, atât în agricultură, cât şi în industria alimentară, se folosesc încărcătoarele frontale (fig. 3.115.).

Organele de lucru utilizate de către încărcătorului frontal pot fi cupa adâncă pentru materiale vrac (fig. 3.116.a), cupa pentru gunoi de grajd (fig. 3.116.d), furcă pentru baloţi, palete, lăzi (fig. 3.116.b) sau graifăr pentru baloţi cilindrici, butoaie, furaje vrac.

Pentru încărcarea şi descărcarea furajelor în vrac, a gunoiului de grajd grosier, a resturilor vegetale (paie, coceni, resturi de tulpini) se folosesc încărcătoarele cu graifăr (fig. 3.117.) montate pe tractoare agricole.

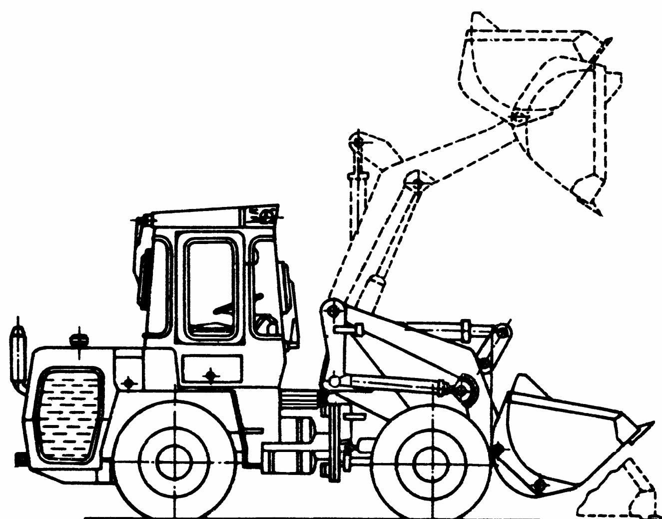


Fig. 3.115. Încărcător frontal cu cupă

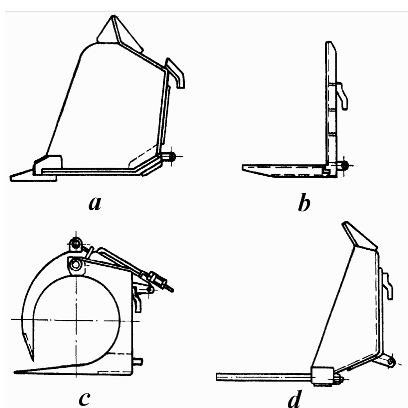


Fig. 3.116. Organe de lucru pentru încărcătorului frontal

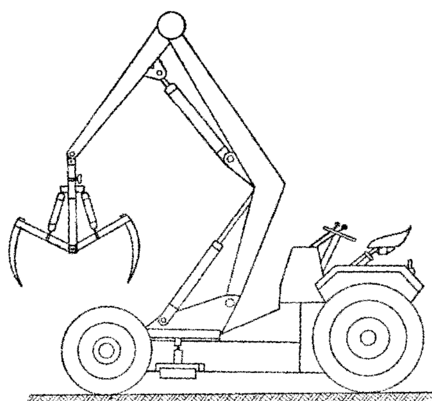


Fig. 3.117. Încărcător cu graifăr

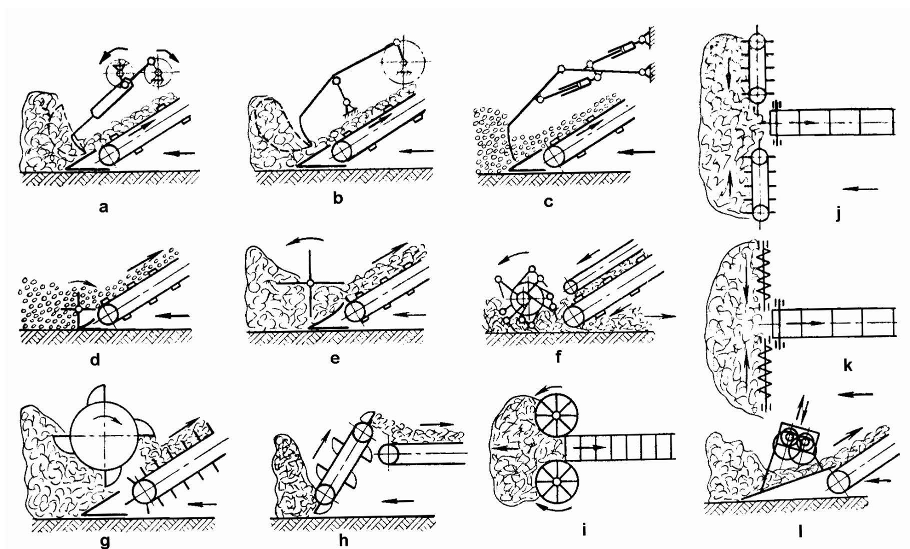


Fig. 3.118. Scheme ale dispozitivelor de ridicare şi încărcare a materialelor în remorcile autoîncărcătoare

Necesitatea mecanizării operaţiilor de încărcare şi descărcare direct de pe câmp, dar şi în bazele de depozitare, a determinat utilizarea pe scară a remorcilor autoîncărcătoare.

Gama diversă de remorci autoîncărcătoare utilizată în agricultură au ca bază o construcţie monoax, la care în partea frontală se ataşează un dispozitiv de ridicare a materialului, care poate fi vrac, fân sau alte plante cosite. În funcţie de construcţie şi modul de acţionare, aceste dispozitive de ridicare sunt de tipul cu gheare oscilante (fig. 3.18.a, b şi c), rotor cu palete (fig. 3.118.d şi e), cu rabator (fig. 1.118.f), tobă cu cupe (fig. 3.118.g), transportor cu cupe (fig. 3.118.h), cu două rotoare verticale (3.118.i), cu transportoare transversale cu racleţi (fig. 3.118.j), cu transportoare transversale melcate (fig. 3.118.k) sau cu transportor oscilant (fig. 3.118.l).

IV. TRANSPORTUL FLUIDELOR

Deplasarea fluidelor în cadrul unui flux tehnologic se efectuează prin canale și conducte sau prin utilaje, sub acțiunea unei energii externe (energie mecanică) transmisă fluidului, ori sub acțiunea energiei potențiale dată de o diferență de nivel.

Energia mecanică provenită de la o sursă externă se convertește de către utilajele de transport și se transmite fluidului sub formă de energie cinetică, energie potențială, energie de presiune, o parte din aceasta fiind pierdută ca urmare a frecărilor fluidului cu pereții conductelor sau datorită inerției.

Trecerea energiei de la sursa exterioară la fluidul de lucru se poate realiza în aparate de construcție specială și ele pot fi:

- statice: ejectoare, injectoare;
- cu organe în mișcare: pompe, ventilatoare, compresoare, suflante, etc.

Construcția traseelor de transport pentru fluide depinde de procesul tehnologic și de schema de amplasare a utilajelor în fluxul tehnologic. Transportul și distribuirea fluidelor între diversele aparate și utilaje din fluxul de producție se face prin intermediul unor conducte, a căror lungime este egală cu distanța de transportat. Ele poartă denumirea de conducte și în funcție de destinație sunt conducte magistrale (care asigură necesarul de fluid pentru mai mulți utilizatori), respectiv conducte tehnologice (care deservesc un utilaj sau o operație din procesul de fabricație). La stabilirea traseului conductelor trebuie avut în vedere ca acesta să fie cât mai scurt posibil, cu puține schimbări de direcție, iar accesul la elementele de măsură și control să fie cât mai ușor.

În practică o conductă este alcătuită din țevi sau tuburi etanșe, la care se adaugă piesele de îmbinare (mufe, flanșe, nipluri, coturi teuri, etc.), armături care asigură controlul curgerii (vane, robinete, aparate de măsură a debitului, temperaturii, presiunii, etc.) şi structurile de fixare sau rezemare a acestora. Dacă fluidul lucrează la temperaturi ridicate, atunci pe traseul conductelor sunt prevăzute compensatoare de dilatare termică.

În vederea fabricării, utilizării şi a interschimbabilităţii, atât pentru conducte cât şi pentru armături şi fitinguri, s-a impus standardizarea lor.

Ţevile şi armăturile sunt caracterizate prin *diametrul nominal* (D_n) şi o *presiune nominală* (P_n). Aceste două caracteristii, împreună cu indicaţiile asupra materialului de construcţie şi lungimea, alcătuiesc elementele care se prescriu în comanda pentru livrare. Scările de presiune maximă admisă, în funcţie de fluid, sunt:

- scara I: presiunea de lucru poate fi egală cu P_n, iar temperatura fluidelor până la 120 ^{0}C;
- scara II : presiunea de lucru poate fi egală cu 0,8 P_n şi temperatura fluidului < 300 ^{0}C;
- scara III : presiunea de lucru egală cu 0,64 P_n la temperaturi ale fluidului sub 400 ^{0}C (indicate pentru abur supraîncălzit);

Elementul de bază pentru o conductă sau o reţea destinată transportului fluidelor este *diametrul,* care trebuie să corespundă ecuaţiei continuităţii debitului şi care se determină pe baza următoarelor principii:

- pe baza vitezelor optime de circulaţie a fluidelor;
- ţinând seama de pierderile de presiune egale pe ramificaţiile reţelei echivalente;
- prin calcul economic, stabilindu-se diametrul la care exploatarea şi întreţinerea sunt economicoase;

Calculul diametrului pe bază de viteze optime este acceptat pentru conductele cu lungimi de până la 30 m, diametrul conductei (d) se determină din relaţia continuităţii debitului (Q) volumic şi viteza (w) din relaţia:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot w}}, \qquad (4.1)$$

Vitezele recomandate sunt prezentate în tabelul 4.1:

Tabelul 4.1. *Viteze recomandate la curgerea fluidelor*

Fluidul	Specificare	Viteza (m/s)
Apă	Transport	1,5…3
Apă	Alimentare cazane cu abur Pompe centrifuge -la alimentare - la refulare	2…3 2…3 3…5
Abur	Evaporatoare Pentru încălzire $p>3\cdot10^5$ Pa	15…30 30…50
Aer	Ventilatoare -aspiraţie -refulare	12…16 15…20

După obţinerea lui *d* se stabileşte viteza efectivă la D_n şi se determină pierderile de presiune.

Calculul reţelelor cu ramificaţii: reţelele pot fi prin refulare sau prin aspiraţie. Pompele sau ventilatoarele asigură alimentarea reţelei cu un debit constant. În acest mod se realizează compensarea pierderilor ca urmare a frecării fluidului cu pereții conductelor și la trecerea prin armături.

Condiţia de debit: - fiecare punct de aspiraţie sau refulare "*i*" impune realizarea unui anumit debit volumic de fluid Q_{vi}.

- toate punctele de tip "*i*" pot funcţiona simultan cu condiţia:

$$Q_{vt} = \sum_{i=1}^{n} Q_{vi}, \tag{4.2}$$

iar condiţia de pierdere de energie prin frecare este:

$$\Delta p_{final} = \sum \Delta p_{\text{int}\,erm} + h. \tag{4.3}$$

Calculul diametrului economic este exprimat prin funcţia de optimizare care reprezintă costul total (C_t), funcţie de:

$$C_t = A_m + I_n + E_x \tag{4.4}$$

în care A_m sunt cheltuieli anuale de amortisment, I_n - cheltuieli anuale de întreţinere, iar E_x- cheltuieli anuale de exploatare a reţelei.

4.1. Transportul lichidelor

Deplasarea lichidelor prin conducte şi aparate se poate face sub acţiunea unei energii primite din exterior sau sub acţiunea energiei potenţiale, generată de o diferenţă de potenţial.

Energia primită din exterior este transformată cu ajutorul pompelor în energie de presiune, energie potenţială sau energie cinetică, în funcţie de necesităţi.

Pentru a determina un lichid să curgă, să se deplaseze, se pot folosi mai multe metode:

- prin acţiunea forţei centrifuge: pompele transferă energia cinetică lichidului sub acţiunea forţei centrifuge;
- prin deplasarea unui volum de lichid: introducerea în volumul dislocuit a altui lichid (pompe cu piston, pompe cu palete rotative);
- prin folosirea unui impuls mecanic: metoda este combinată cu alt mijloc de producere a mişcării (pompa cu turbină);
- prin transferul de impuls: accelerarea unui lichid pentru a transfera impulsul său unui alt fluid (injectoare, ejectoare);
- prin folosirea unui câmp magnetic: lichidele bune conducătoare de electricitate pot fi puse în mişcare de un câmp magnetic adecvat.

4.1.1. Mărimi caracteristice la transportul lichidelor

O pompă deserveşte de obicei un sistem format din spaţiul de aspiraţie, spaţiul de refulare, respectiv ansamblul de conducte şi armături. Mărimile caracteristice se referă fie la pompă, fie la sistem, fie atât la pompă cât şi la sistem.

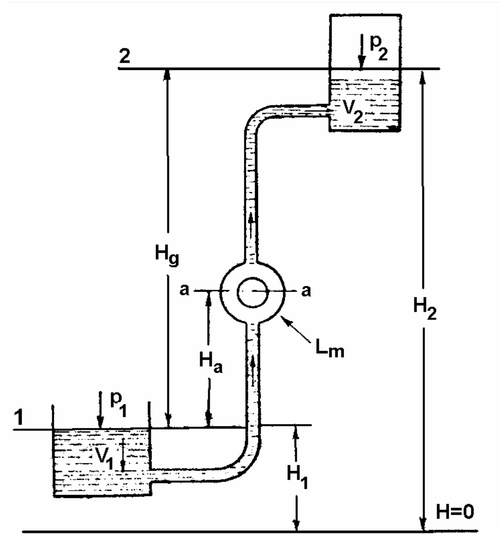
Debitul masic al pompei reprezintă masa lichidului transportat de pompă în unitatea de timp. Mai frecvent este utilizat în calcule debitul volumic *Q*, care reprezintă volumul de lichid transportat în unitatea de timp.

Raportul dintre debitul volumic real (Q_v) şi cel teoretic (Q_{vt}) reprezintă randamentul volumic al pompei:

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_{vt}} \tag{4.5.}$$

În sistemul din figura 4.1., la scrierea bilanţului energiilor pentru unitatea de masă de lichid ce se deplasează, când densitatea ρ rămâne constantă, se foloseşte ecuaţia:

$$g \cdot \Delta H + \frac{1}{2}\Delta v^2 + \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta pf}{\rho} = L_M \tag{4.6.}$$



în care $g\Delta H$ este energia potenţială;

$\frac{1}{2}\Delta v^2$ – energia cinetică;

$\Delta p/\rho$ - energia statică;

$\Delta pf/\rho$ - pierderea de energie la frecarea lichidului cu conductele;

L_M – energia mecanică ce trebuie transferată lichidului pentru a fi transportat între cele două nivele.

Se împarte relaţia (4.6.) prin g şi se obţine:

$$\Delta H + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta v^2}{g} + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta pf}{\rho \cdot g} = \frac{L_M}{g} = H_m \tag{4.7.}$$

Fig. 4.1. Schema de calcul a sistemului

H_m se numeşte înălţimea manometrică a sistemului şi exprimă fizic echivalentul în presiune a energiei pe care pompa trebuie să o transfere lichidului, pentru sistemul studiat. Acest lucru presupune că pompa va mări viteza lichidului de la intrarea în camera de aspiraţie v_1, la valoarea v_2 la ieşirea din camera de refulare. De asemenea, va creşte presiunea statică a lichidului de la valoarea p_1 la valoarea p_2 şi va ridica lichidul de la cota H_1 la cota H_2.

În aceste condiţii ecuaţia (4.7.) capătă forma:

$$H_m = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta pf}{\rho \cdot g} + H_2 - H_1 \tag{4.8.}$$

Pentru o pompă aflată în funcţiune bilanţul de energie transferată efectiv lichidului de către pompă, în termeni de înălţimi, se scrie sub forma:

$$H_{me} = \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + \frac{p_r - p_a}{\rho \cdot g} + H_0 \tag{4.9.}$$

în care H_{me} este înălţimea manometrică efectivă a pompei;

v_a – viteza lichidului la aspiraţie în pompă;

v_r – viteza medie a lichidului la ieşirea din pompă;

p_a – presiunea statică a lichidului la intrarea în pompă;

p_r – presiunea statică a lichidului la ieşirea din pompă;

H_0 – diferenţa pe verticală între punctele de măsurare a presiunilor.

Dacă se ţine cont şi de energia transmisă lichidului pentru învingerea frecărilor, atunci se obţine înălţimea manometrică teoretică a pompei (H_{mt}). Raportul celor două înălţimi manometrice definesc randamentul hidraulic al pompei:

$$\eta_h = \frac{H_{me}}{H_{mt}} \tag{4.10.}$$

Amplasarea pompei în sistemul pe care îl deserveşte este dată de înălţimea de aspiraţie (înălţimea până la care pompa mai aspiră lichid, fără ca acesta să se transforme parţial în vapori, în condiţiile în care se realizează aspiraţia). Pentru determinarea înălţimii de aspiraţie H_a se scrie ecuaţia bilanţului energiilor lichidului între secţiunile *1-1* şi *a-a* la nivelul pompei (cota axului racordului de aspiraţie).

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} + H_1 = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2}{2g} + (H_a + H_1) + \frac{\Delta pf_a}{\rho \cdot g} \tag{4.11.}$$

Când pompa aspiră dintr-un spaţiu deschis, p_1 este presiunea barometrică p_b la suprafaţa lichidului. De asemeni, în corpul pompei presiunea, când se face aspiraţia, nu trebuie să fie mai mică decât presiunea de vapori a lichidului p_l, la temperatura de aspiraţie.

În general termenul cinetic are valori mici şi se neglijează, astfel că înălţimea de aspiraţie se calculează din condiţia:

$$H_a \leq \frac{p_b}{\rho \cdot g} - \frac{p_l}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta pf_a}{\rho \cdot g} \tag{4.12.}$$

Cunoscând debitul volumic de lichid deplasat în sistem, din relaţia de mai sus se obţine puterea necesară pentru deplasarea lichidului:

$$P_n = \frac{H_m \cdot \rho \cdot g \cdot Q}{1000} \text{ [kW]} \tag{4.13.}$$

Pentru antrenarea unei pompe trebuie să se țină cont de tipul ei, de debitul volumic real Q_v, de înălțimea manometrică efectivă H_{me} și randamentul total al pompei η_p, astfel că aceasta se poate determina cu relația:

$$P_a = \frac{H_{me} \cdot \rho \cdot g \cdot Q_v}{1000 \cdot \eta_p} \text{ [kW]} \tag{4.14.}$$

Randamentul total al pompei este produsul dintre randamentul mecanic al pompei η_m (ține seama de pierderile prin frecare între subansamblurile în mișcare ale pompei), randamentul hidraulic al pompei η_h (ține seama de pierderile de energie prin frecare și șocurile aplicate lichidului în pompă) și randamentul volumic al pompei η_v (ține seama de energia suplimentară necesară pentru acoperirea pierderilor de debit).

Puterea motorului pentru acționarea unei pompe ține seama de randamentul total al agregatului de pompare η_t și care este produsul dintre randamentul total al pompei, randamentul transmisiei dintre motor și pompă η_{tr} și randamentul motorului electric η_{mot}:

$$P_{mot} = \frac{H_{me} \cdot \rho \cdot g \cdot Q_v}{1000 \cdot \eta_t} \text{ [kW]} \tag{4.15.}$$

4.2. Pompe pentru transportul lichidelor

Pentru vehicularea lichidelor în instalațiile din industria alimentară și agricultură se utilizează pompe de diverse tipuri și capacități. Acestea trebuie să fie executate din materiale care să nu producă impurificarea sau contaminarea lichidelor cu care vin în contact. În același timp pompele trebuie să permită accesul rapid la organele de lucru, pentru a efectua lucrări de igienizare a acestora.

Într-o instalație pompele pot avea diverse utilizări:

• de transvazare, când lichidul este deplasat de la un alimentator sau sursă către un consumator;

• de recirculare, când o parte din lichid este vehiculată într-un circuit închis;

• de acționare, când energia de presiune este folosită pentru producerea și amplificarea forțelor.

Necesitățile tehnologice actuale au impus apariția unei game diverse de pompe, în funcție de principiile de funcționare a instalațiilor. Clasificarea pompelor poate fi făcută în funcție de criteriul principiului de funcționare, după principiul constructiv sau după unele criterii specifice. O clasificare a pompelor după un singur criteriu este dificil de realizat, astfel că o grupare a lor poate fi făcută astfel:

- pompe având organele principale în mișcare sau mobile;
- pompe fără organe principale în mișcare.

Prima categorie poartă denumirea de pompe volumice și pot fi cu mișcare alternativă, cu mișcare rotativă, respectiv pompe centrifuge.

A doua categorie cuprinde sistemele de tip sifon, montejus, injector, ejector, pompe cu aer sau gaz-lift.

4.2.1. Pompe volumice

4.2.1.1. Pompe volumice cu mișcare alternativă

Pompe cu piston. Sunt utilizate la transportul lichidelor cu debite relativ mici și presiuni ridicate, fiind realizate în diverse variante constructive, cele mai cunoscute fiind pompele cu piston etanș cu simplu sau dublu efect, pompele cu piston tip plunjer cu simplu sau dublu efect, respectiv pompe cu piston lichid.

Pompele cu piston etanș cu simplu efect (fig. 4.2.) realizează aspirația și refularea lichidului ca urmare a mișcării de dute-vino executată de pistonul 1 în cilindrul 2, prin intermediul mecanismului bielă-manivelă 6. Volumul camerei de aspirație este delimitat de capacul 3 și de supapele 4 și 5. Prin deplasarea pistonului către dreapta, în camera de lucru se formează o depresiune care închide supapa de refulare 5 și o deschide pe cea de admisie 4. Pentru a nu avea loc pierderi de presiune, pistonul este prevăzut cu garniturile de etanșare 7. Lichidul este aspirat din camera de aspirație și intră în camera de lucru. La deplasarea pistonului către stânga, supapa de admisie se închide și se deschide supapa de refulare, lichidul din camera de lucru fiind împins prin conducta de refulare.

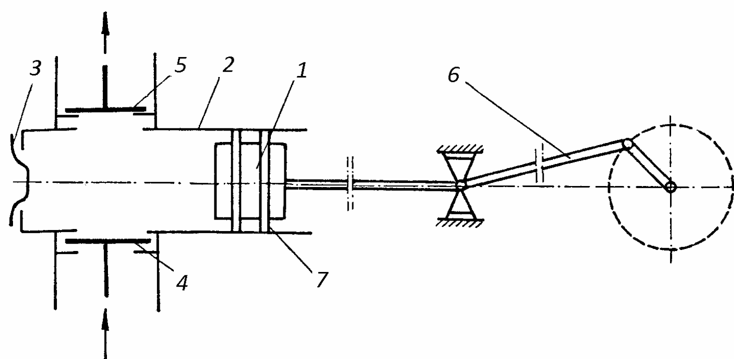
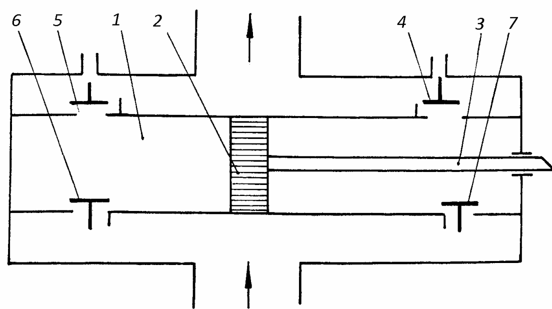


Fig. 4.2. Pompă cu piston etanș, cu simplu efect.



Pompele cu piston etanș cu dublu efect (fig. 4.3.) au camera de lucru prevăzută la capete cu două rânduri de supape, astfel că ambele fețe ale pistonului sunt active, asigurând două pompări ale lichidului.

Fig. 4.3. Pompă cu piston etanș cu dublu efect: 1- cilindru; 2- piston; 3- tijă; 4,5- supape refulare; 6,7- supape admisie

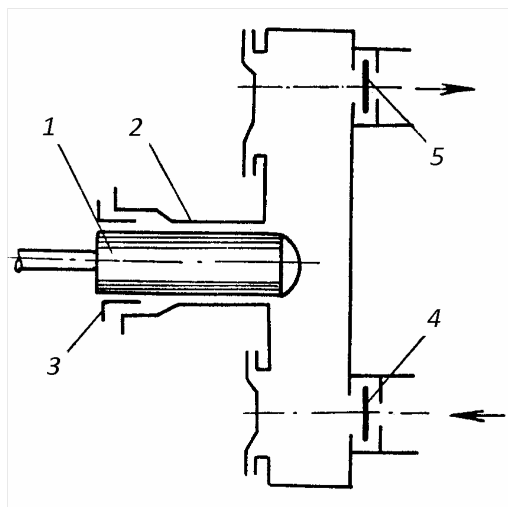


Fig. 4.4. Pompă cu plunjer cu simplu efect: 1- plunjer; 2- cilindru; 3- presetupă; 4- supapă aspirație; 5- supapă refulare

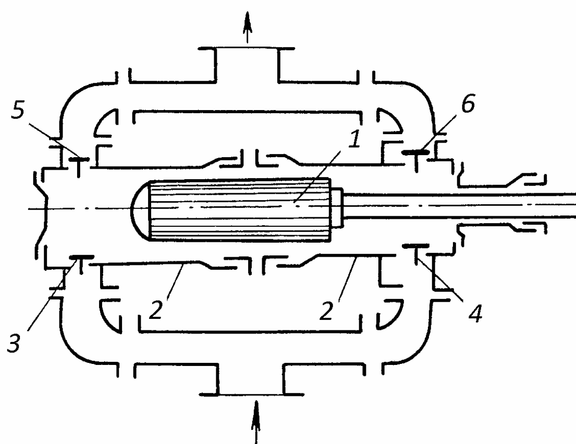


Fig. 4.5. Pompă cu plunjer cu dublu efect: 1- plunjer; 2- cilindru;3.4- supape aspirație; 5,6- supape de refulare

Pompele cu plunjer (fig. 4.4. și 4.5.) sunt asemănătoare celor cu piston, plunjerul fiind sub forma unui corp cilindric cu volum relativ mare și care se etanșează prin intermediul unor presetupe. Sunt utilizate la pomparea unor lichide vâscoase, fără a fi necesară o presiune ridicată.

Pompele cu piston lichid (fig. 4.6.) sunt utilizate mai ales la pomparea unor lichide corozive. Pentru aceasta, capul activ al pistonului este protejat de un strat de lichid, numit piston lichid și care trebuie să aibă densitatea diferită de cea a lichidului corosiv, respectiv să nu fie miscibil cu acesta. Dacă masa specifică a lichidului protector este mai mică decât cea a lichidului de transportat, poziționarea pistonului este cea din figură, în caz contra pistonul se poziționează la partea inferioară față de racordurile de aspirație și evacuare. Totodată, cursa pistonului se alege astfel încât lichidul de protecție să nu ajungă în conducta de refulare.

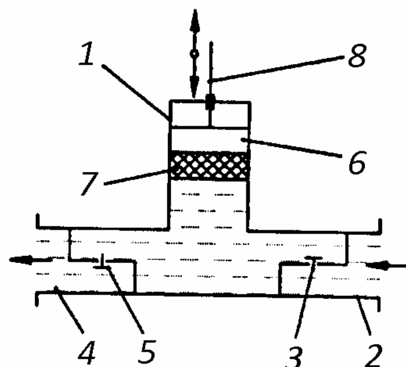
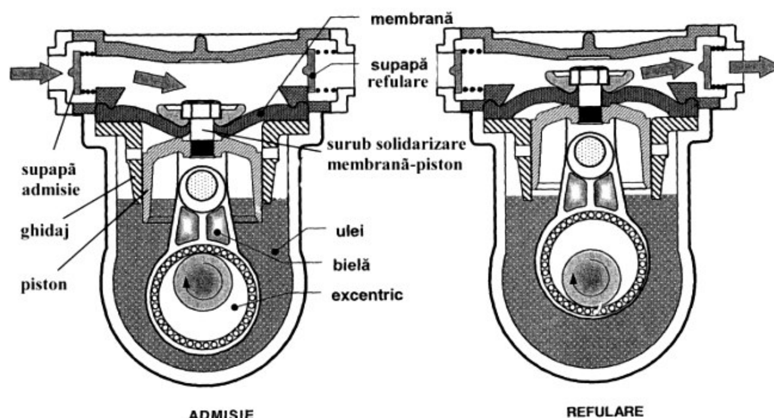


Fig. 4.6. Pompă cu piston lichid: 1- cilindru; 2- conductă aspirație; 3- supapă aspirație; 4- conductă refulare; 5- supapă refulare; 6- piston etanș; 7- piston lichid; 8- tijă.



Pompele cu membrană sunt utilizate la transportul lichidelor cu potențial corosiv, pistonul fiind protejat prin intermediul unei membrane flexibile, modul de lucru fiind prezentat în fig. 4.7.

Fig. 4.7. Funcționarea pompei cu membrană

Principala problemă a pompelor volumice cu mișcare rectilinie alternativă este faptul că acestea pompează volume definite de lichid, fapt ce determină apariția unor debite și presiuni variabile (fig. 4.8).

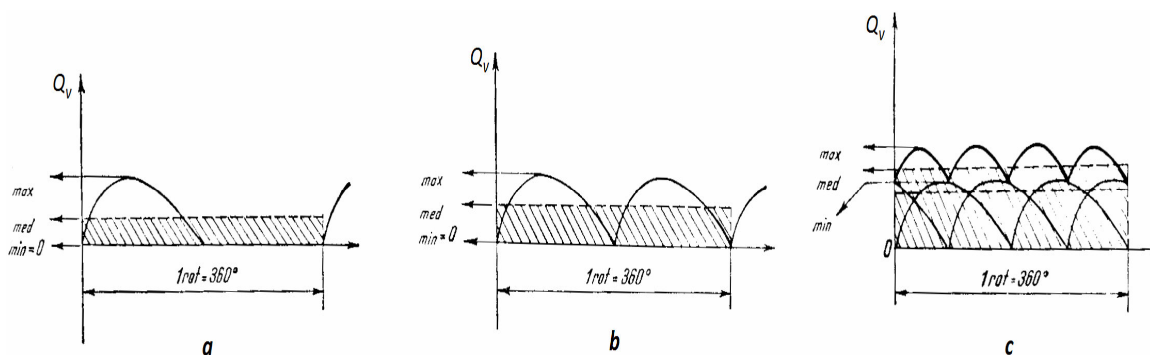


Fig. 4.8. Variația debitului de lichid la pompele cu piston cu mișcare alternativă: a- pompă cu simplu efect; b- pompă cu dublu efect; c- patru pompe cu simplu efect cuplate, cu pistoanele decalate la 90^0.

Se poate constata că gradul de neuniformitate al debitului de lichid scade cu creșterea numărului de pistoane și cu micșorarea unghiului de decalare al acestora, apropiindu-se de debitul maxim al pompei. Pentru atenuarea variațiilor de presiune din instalație, pompele sunt prevăzute cu camere pneumatice de uniformizare.

Debitul volumic teoretic al pompei depinde de aria secțiunii transversale a pistonului A, de cursa pistonului L și de turația arborelui manivelei n:

$$Q_{vt} = A \cdot L \cdot n \ [\text{m}^3/\text{s}] \tag{4.16.}$$

Debitul volumic real al pompei este afectat de inerția lichidului transportat, de neetanșeitatea supapelor și de prezența gazelor necondensabile din lichid și care se acumulează în pompă, determinând scăderea lui. Pentru calculul debitului volumic real se utilizează relația (4.5.).

Pentru pompa cu piston cu dublu efect (fig. 4.3.), la deplasarea pistonului spre stânga va fi pompat un volum de lichid ca în cazul pistonului cu simplu efect. Pentru deplasarea pistonului către dreapta, volumul de lichid pompat va fi diminuat cu volumul tijei pistonului A_1L, A_1 fiind aria secțiunii tijei pistonului. În aceste condiții debitul volumic teoretic va fi:

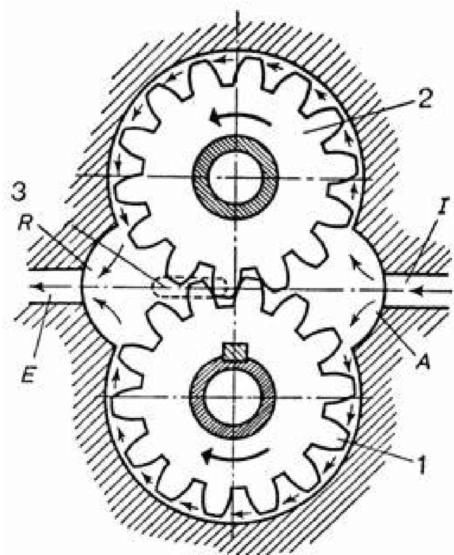
$$Q_{vt} = A \cdot L \cdot n + (A - A_1)L \cdot n = L \cdot n(2A - A_1) \tag{4.17.}$$

4.2.1.2. Pompe volumice rotative

Aceste tipuri de pompe realizează transportul lichidului prin pompă cu ajutorul unor subansamble care se rotesc etanș în interiorul unei carcase. Pomparea lichidului se realizează, fie

prin deplasarea unui volum constant de lichid de la zona de aspirație către zona de refulare, fie prin modificarea volumului camerei de lucru. Acest lucru permite realizarea de presiuni mari ale lichidului în instalații, la dimensiuni mici ale pompelor. Ca urmare a etanșării organelor mobile, pompele nu necesită în construcția lor prezența supapelor de admisie și refulare.

Din punct de vedere constructiv în această categorie se regăsesc pompe cu roți dințate, pompe cu rotoare profilate, pompe cu rotor melcat, pompe cu palete, pompe cu șurub și pompe cu role.



Pompele cu roți dințate sunt alcătuite dintr-o pereche de roți dințate care se rotesc în interiorul unei carcase (fig. 4.9.). Lichidul este adus prin conducta *I* în camera de aspirație *A*, de unde, prin intervalul dintre flancul dinților roților *1* și *2*, respectiv carcasa pompei, acesta este adus în camera de refulare *R* și prin conducta *E* este pompat în instalație.

Deoarece volumele de lichid sunt mici și multe, variația debitului și a presiunii lichidului pompat sunt mult reduse.

Fig. 4.9. Pompă cu roți dințate

Pompele cu șurub sunt utilizate în practică la transportul lichidelor vâscoase și care realizează presiuni ridicate. Din punct de vedere constructiv sunt cu două sau trei rotoare de forma unui șurub, ce se rotesc într-o carcasă. Lichidul este antrenat și transportat de la admisie spre refulare, prin intervalul dintre spirele șurubului și peretele interior al carcasei (fig. 4.10.).

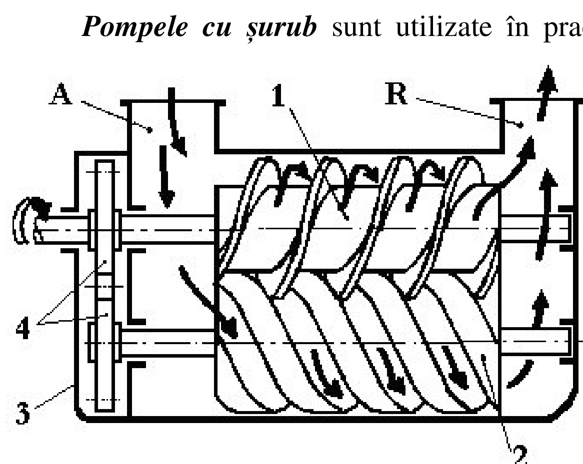


Fig. 4.10. Pompă cu două șuruburi: A- admisie; R- refulare; 1,2- șurub; 3- carcasă; 4- roți antrenare

Pompele cu rotor melcat (fig. 4.11.) sunt alcătuite dintr-un rotor sub formă de melc și care se rotește într-un stator profilat elastic. Lichidul este antrenat și forțat să treacă prin spațiile libere dintre rotor și stator. Aceste pompe sunt utilizate la transportul lichidelor care au particule în suspensie (alimentează filtrele presă) sau corozive, având un debit uniform.

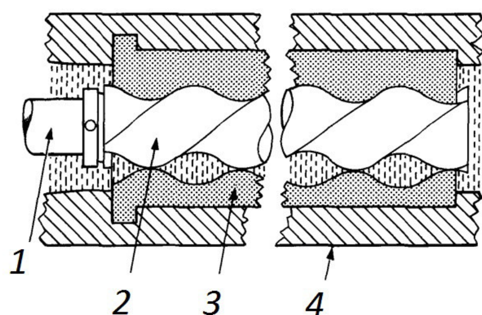
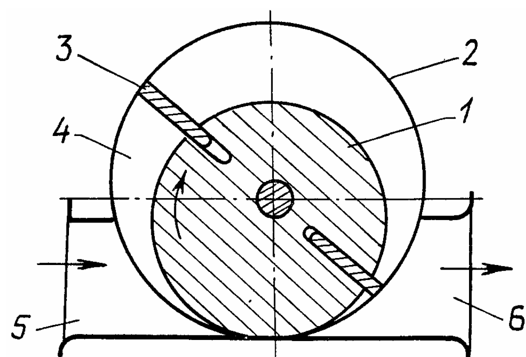


Fig. 4.11. Pompă cu melc: 1- arbore antrenare; 2- melc; 3- stator profilat elastic; 4- carcasă

Pompele cu palete (fig. 4.12.) sunt realizate sub forma unui tambur, pe care se găsesc montate radial un număr de palete culisante, dispus excentric într-o carcasă cilindrică. Etanșarea camerei de lucru este realizată fie centrifugal, când paletele culisante sunt împinse către carcasa cilindrică, fie prin apăsarea paletelor pe carcasa cilindrică cu ajutorul unor arcuri. Lichidul este



aspirat din zona de admisie și este deplasat prin camera de lucru către zona de refulare, unde spațiul camerei de lucru scade progresiv.

Mărimea camerei de lucru se poate modifica prin mărirea sau micșorarea excentricității tamburului față de carcasă, respectiv prin mărirea sau micșorarea numărului de palete culisante.

Fig. 4.12. Pompă cu palete: 1- tambur excentric; 2- carcasă cilindrică; 3- palete culisante; 4- cameră de lucru; 5- cameră aspirație; 6- cameră refulare

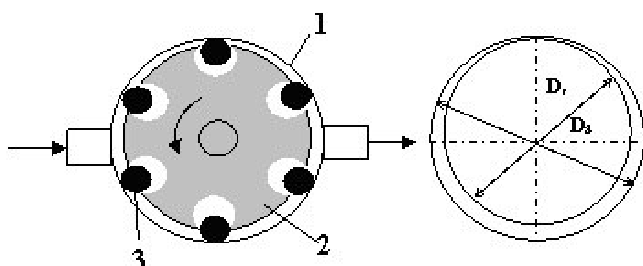


Fig. 4.13. Pompă cu role: 1- carcasă; 2- tambur; 3- role

Pompele cu role (fig. 4.13.) sunt asemănătoare celor cu palete, cu deosebirea că în locul paletelor se dispun alveole cu role din cauciuc și miez metalic, etanșarea față de carcasa cilindrică fiind asigurată ca efect al forței centrifuge. Prin rotirea tamburului excentric rolele se deplasează către carcasa cilindrică, aspirând și antrenând volume de lichid în spațiul dintre ele, pe care le refulează de cealaltă parte a pompei.

Debitul pompelor cu rotoare excentrice se determină cu relația:

$$Q_v = 4\pi \cdot e \cdot l\left(\frac{D_r}{2} + e\right)n \cdot \eta_v \quad \text{(l/min)} \qquad (4.18.)$$

unde e este excentricitatea;

l- lățimea pompei;

D_r- diametrul rotorului;

n- turația pompei;

Pompe cu rotoare profilate. În practică se mai întâlnesc și alte tipuri constructive de pompe volumice rotative, ale căror rotoare au diverse forme.

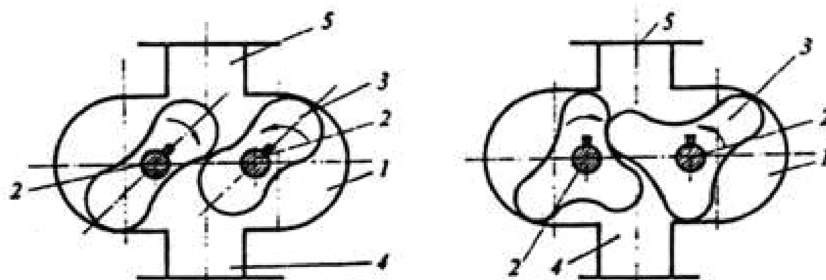


Fig. 4.14. Pompe cu doi și trei lobi: 1- carcasă pompă; 2- arbori antrenare lobi; 3- rotoare profilate (lobi); 4- cameră aspirație; 5- cameră refulare

Pompele cu lobi (fig. 4.14.) sunt alcătuite dintr-o carcasă în care se rotesc două rotoare profilate sub formă de lobi, care în timpul lucrului angrenează și prin spațiul dintre lobi și carcasa pompei aspiră lichidul, îl transportă prin pompă și apoi îl refulează. Etanșarea spațiului de lucru al pompelor este realizată de către lobi.

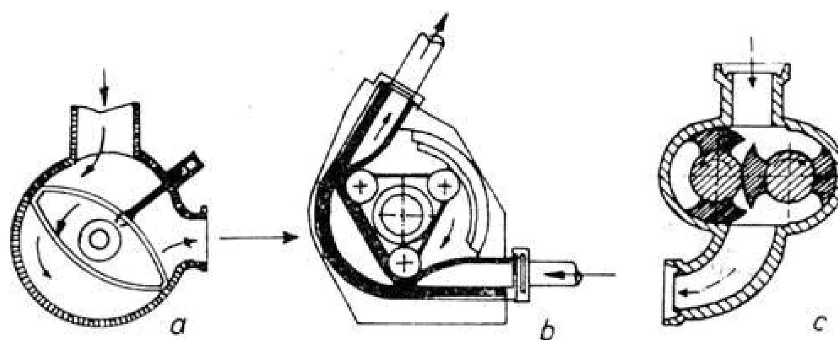


Fig. 4.15. Pompe cu rotoare profilate: a- cu rotor eliptic; b- peristaltică; c- cu rotoare cu camere

În figura 4.15. sunt prezentate și alte tipuri de pompe cu rotoare profilate, având diverse aplicații în practică.

4.2.1.3. Pompe centrifuge

Pompele centrifuge cunosc cea mai largă utilizare în transportul lichidelor prin faptul că, spre deosebire de cele prezentate până aici, au o construcție simplă, sunt robuste, au puține elemente în construcția lor, uzură minimă deoarece elementele active nu sunt în contact direct, realizează performanțe ridicate. Construcția unei pompe centrifuge este prezentată în fig. 4.16.

Principiul de lucru al acestor pompe este bazat pe acțiunea forței centrifuge exercitată asupra lichidului de către un rotor cu palete.

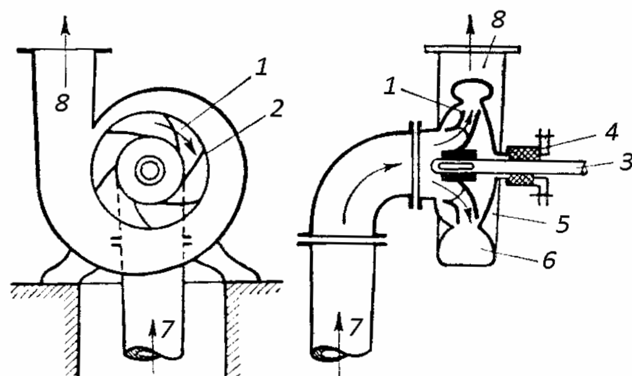


Fig. 4.16. Pompa centrifugă: 1- rotor; 2- palete rotor; 3- arbore antrenare rotor; 4- sistem etanșare; 5- carcasă pompă; 6- canal colector; 7- conductă aspirație; 8- conductă refulare

Lichidul este adus prin conducta de aspirație dispusă axial față de rotor, de unde sub acțiunea paletelor este accelerat și deplasat cu viteză mare către partea periferică a paletelor. Lichidul cu viteză mare pătrunde într-un canal colector cu secțiune variabilă, crescătoare, fapt ce determină scăderea vitezei lichidului, energia cinetică fiind transformată în energie de presiune, lichidul fiind refulat tangențial. În acest fel aspirația și refularea lichidului au un caracter continuu.

Rotorul pompelor centrifuge poate avea diverse forme: deschis (fig. 4.17.a și b), închis (fig. 4.17.c) sau cu dublă aspirație (fig. 4.17. d).

Pentru industria alimentară pompele sunt realizate din materiale inoxidabile, rezistente la coroziune, iar pentru etanșări se folosesc materiale plastice.

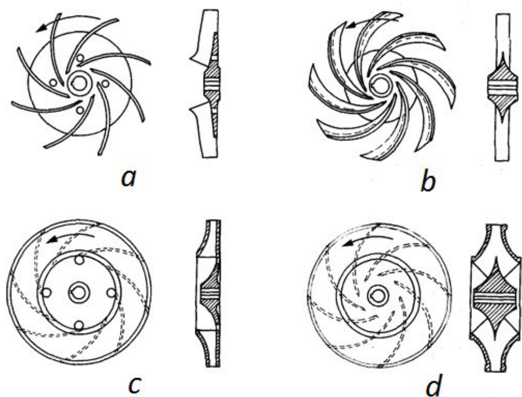


Fig. 4.17. Rotoare pentru pompe

Pompele centrifuge se pot clasifica astfel:

- după modul cum se realizează aspirația:
  - cu o singură aspirație;
  - cu dublă aspirație (fig. 4.18.);
- după înălțimea de pompare:
  - de joasă presiune (sub 20 m H_2O);
  - de medie presiune (între 20 – 50 m H_2O);
  - de înaltă presiune (peste 50 m H_2O);
- după numărul de trepte:
  - cu o singură treaptă sau monoetajată;
  - cu mai multe trepte sau multietajată (fig. 4.19.).

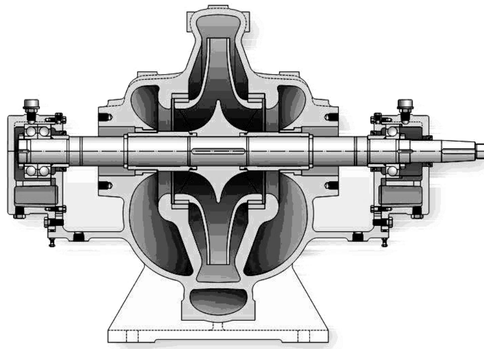


Fig. 4.18. Pompă centrifugă cu dublă aspirație

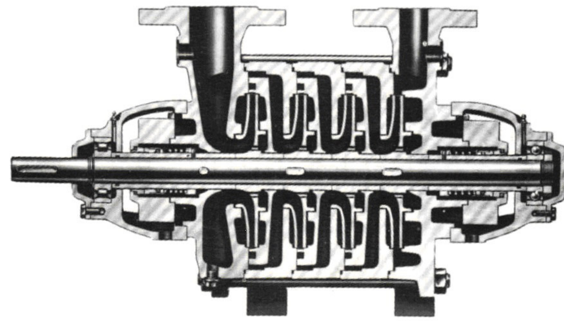


Fig. 4.19. Pompă centrifugă multietajată

Pompele centrifuge monoetajate pot refula lichide la înălțimi relativ mici. Pentru a mări înălțimea manometrică de pompare, pe același arbore se montează două sau mai multe rotoare identice, rezultând o pompă multietajată (fig. 4.19.).. Astfel, lichidul refulat de primul rotor este aspirat de către al doilea rotor, care îl refulează în zona de aspirație al celui de-al treilea rotor, procesul repetându-se pentru cele *n* trepte ale pompei. Debitul total este constant și este dat de debitul primului rotor, presiunea lichidului crescând cu fiecare treaptă.

În unele situații, pompele multietajate au prevăzut un inel cu palete curbate în sensul deplasării lichidului (fig. 4.20.), având rolul de a reduce pierderile de energie prin frecare, dar și pentru a elimina posibilitatea de formare a vârtejurilor în masa de lichid.

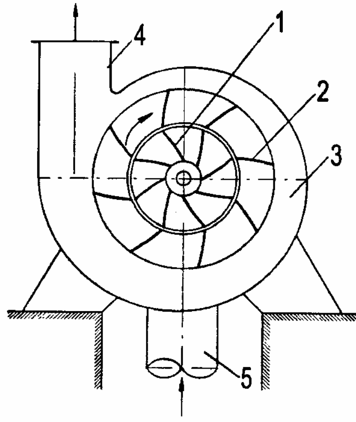


Fig. 4.20. Pompă cu stator profilat: 1- rotor; 2- inel profilat; 3- canal colector; 4- conductă refulare; 5- conductă aspirație

La contactul cu paletele rotorului și mai apoi în spațiul dintre palete, lichidul realizează o mișcare complexă. În primul rând, se deplasează în lungul canalului dintre palete, iar în al doilea rând execută și o mișcare de rotație în sensul imprimat de rotor. Se notează cu v_1^0 și v_2^o viteza relativă a lichidului față de paletă la intrarea, respectiv ieșirea din rotor, v_{p1} și v_{p2} vitezele periferice cu care este antrenat în rotație lichidul la intrarea, respectiv ieșirea din rotor, cu D_1 respectiv D_2 diametrul rotorului la intrarea și ieșirea lichidului, v_1 și v_2 vitezele absolute cu care se deplasează lichidul între palete la intrarea, respectiv ieșirea din rotor (fig. 4.21.). În figura 4.22. H_a este înălțimea de aspirație, H_r este înălțimea de refulare, p_a este presiunea atmosferică.

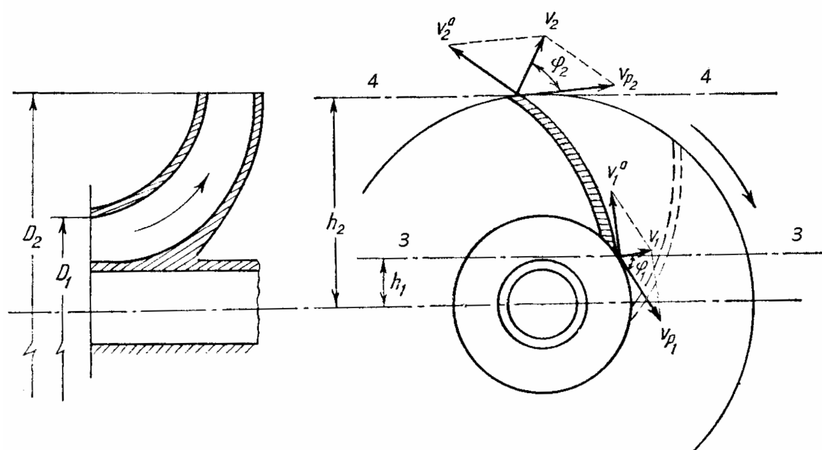


Fig. 4.21. Modul de mișcare a lichidului în rotorul pompei centrifuge

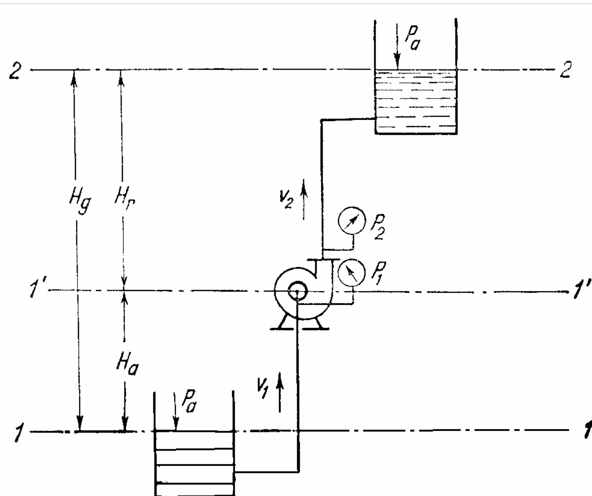


Fig. 4.22. Modelul de calcul al ecuației fundamentale a pompei centrifuge

Având în vedere notațiile din cele două figuri, între secțiunile 1-1- și 1'-1', ecuația lui Bernoulli este:

$$p_a = p_1 + H_a \cdot \rho \cdot g + \frac{v_1^2}{2}\rho \quad (4.19.)$$

În relația de mai sus ρ este densitatea lichidului. Relația se poate scrie și sub forma:

$$p_1 - p_a = -H_a \cdot \rho \cdot g - \frac{v_1^2}{2}\rho \quad (4.20.)$$

Pentru secțiunile 1'-1' și 2-2 ecuația lui Bernoulli va fi:

$$p_a - p_2 = -H_r \cdot \rho \cdot g - \frac{v_2^2}{2}\rho \quad (4.21.)$$

Adunând cele două relații și ținând cont că $H_a + H_r = H_g$ și care este înălțimea geometrică de ridicare a pompei, ecuația se scrie sub forma:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = -H_g + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} \quad (4.22.)$$

Pentru curgerea lichidului printre paletele rotorului, pentru secțiunile 3-3 și 4-4, ecuația lui Bernoulli va avea forma:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{\left(v_1^0\right)^2}{2}\rho + L_M \cdot \rho = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{\left(v_2^0\right)^2}{2}\rho + \Delta p_f \quad (4.23.)$$

În relația de mai sus Δp_f reprezintă pierderile prin frecarea cu paletele rotorului, iar $L_M \cdot \rho$ este energia mecanică transferată masei unității de volum de lichid la curgerea sa printre paletele rotorului și este egală cu produsul dintre forța centrifugă F_c și deplasarea radială a lichidului:

$$L_M \cdot \rho = \int_{R_1}^{R_2} F_c \cdot dR \quad (4.24.)$$

Pentru masa unității de volum ρ forța centrifugă este $F_c = \rho \cdot \omega^2 \cdot R$, ω fiind viteza unghiulară. În aceste condiții după integrare se obține pentru L_M relația:

$$L_M = \frac{\omega^2}{2}\left(R_2^2 - R_1^2\right) \tag{4.25.}$$

Dacă se ține cont de faptul că $v_p = \omega \cdot R$, v_p fiind viteza periferică de rotație, atunci $L_M = \frac{v_{p_2}^2 - v_{p_1}^2}{2}$, iar relația (4.23.), se ordonează sub forma:

$$\frac{v_{p_2}^2 - v_{p_1}^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{\left(v_1^0\right)^2 - \left(v_2^0\right)^2}{2g} - H_g = 0 \tag{4.26.}$$

Aplicând teorema generalizată a lui Pitagora se exprimă vitezele v_1^0 și v_2^0, iar pentru intrarea axială a lichidului ($\varphi_1 = 90^0$) atunci se obține ecuația fundamentală a pompelor centrifuge ideale:

$$H_g = \frac{v_2 \cdot v_{p_2} \cdot \cos\varphi_2}{g} \tag{4.27.}$$

Această relație a fost stabilită pentru un rotor cu un număr infinit de palete, infinit de subțiri și care a stat la baza proiectării pompelor.

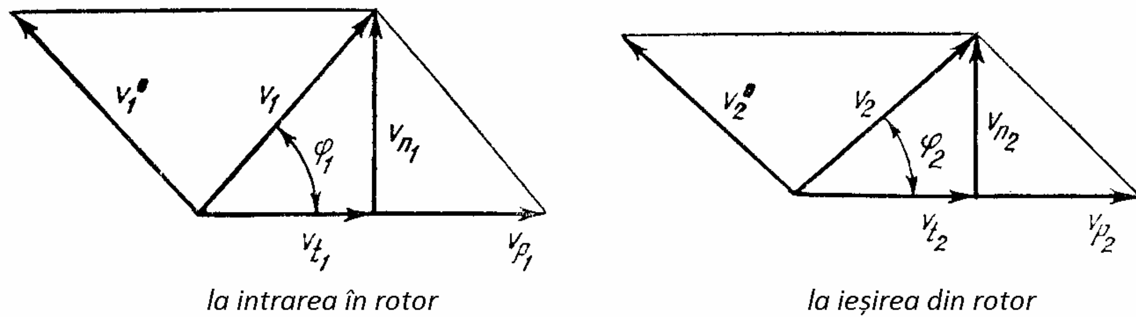


Fig. 4.23. Paralelogramul vitezelor

Din fig. 4.23. se poate observa care sunt componentele normale și tangențiale ale vitezei lichidului la intrarea și ieșirea din rotor. Notând cu l_1 și l_2 înălțimile paletelor la intrarea și ieșirea din rotor, cu δ_n grosimea paletelor, n_p numărul paletelor, atunci debitul teoretic al pompei centrifuge se calculează cu relația:

$$Q_{v_t} = l_1\left(\pi D_1 - n_p \delta_p\right)v_{n_1} = l_2\left(\pi D_2 - n_p \delta_p\right)v_{n_2} \tag{4.28.}$$

Dacă se înlocuiesc vitezele normale prin descompunerea vitezelor absolute (fig. 4.23.) atunci debitul teoretic va avea expresia:

$$Q_{v_t} = l_1\left(\pi D_1 - n_p \delta_p\right)v_1 \sin\varphi_1 = l_2\left(\pi D_2 - n_p \delta_p\right)v_2 \sin\varphi_2 \tag{4.29.}$$

Componentele tangențiale ale vitezelor absolute, mai sunt numite și componente de sarcină, au o influență determinantă asupra înălțimii manometrice a pompei, în timp ce componentele normale, numite și componente de debit, determină debitul teoretic al pompei.

Debitul real al pompelor centrifuge este determinat prin relația (4.5.), unde randamentul volumic al pompelor centrifuge are valori cuprinse între 0,9 - 0,98.

Înălțimea manometrică teoretică este dată de relația (4.27.). În realitate rotorul are un număr finit de palete (între 6 – 16), iar v_2^0 nu este tangentă la paletă la ieșirea din rotor. Ca urmare se modifică și componenta de debit v_{n_2}, astfel că energia transferată fluidului va fi mai mică. Înălțimea manometrică teoretică se determină cu relația $H_{m_t} = k \cdot H_g$, k fiind un coeficient de corecție ($k \cong 0{,}8$).

Înălţimea manometrică efectivă se determină cu relaţia (4.10.) şi care ţine cont de randamentul hidraulic al pompei (are valori cuprinse între 0,6 – 0,85).

O problemă care apare la pompele centrifuge este fenomenul de cavitaţie (fig. 4.24.). Acest fenomen constă în apariţia, în anumite puncte din interiorul pompei, o scădere a presiunii lichidului sub presiunea sa de vapori p_l, fapt ce poate duce la întreruperea funcţionării pompei. Spargerea bruscă a bulelor de vapori provoacă şocuri puternice în lichid şi care pot duce la deteriorarea subansamblurilor pompei. Fenomenul de cavitaţie este influenţat de înălţimea de aspiraţie a pompei, regimul de lucru al rotorului şi de temperatura lichidului.

Înălţimea de aspiraţie a pompei centrifuge se determină cu relaţia:

$$H_a \leq \frac{p_b - p_l - \Delta p_{f_a} - \Delta p_{cav}}{\rho \cdot g} \qquad (4.30.)$$

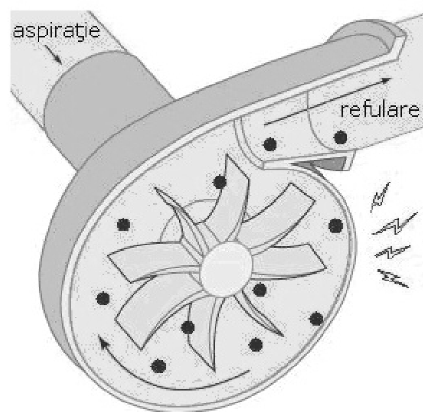


Fig. 4.24. Fenomenul de cavitaţie

4.2.2. Pompe fără elemente mobile

Sunt realizate sub forma unor aparate şi dispozitive relativ simple, utilizând energia potenţială a lichidului, energia unui fluid motor sau energia câmpului magnetic. De regulă, aceste pompe sunt utilizate cu precădere la transvazarea unor lichide şi mai puţin la transportul lor pe distanţe mari.

Sifonul (fig. 4.25.) poate fi de tipul amorsat sau fără amorsare directă. Pentru a putea funcţiona sifonul trebuie amorsat prin umplerea cu lichidul de transvazat sau cu un alt lichid. În acelaşi timp, pentru a putea funcţiona, este necesar ca presiunea în punctul cel mai ridicat al sifonului să fie mai mare decât presiunea vaporilor saturaţi ai lichidului, la temperatura sa de lucru.

Cu notaţiile din figură, ecuaţia lui Bernoulli între secţiunea 1-1 şi punctul cel mai de sus 1' va fi:

$$p' = p_1 + \rho \cdot g\left(\Delta H_1 - \frac{v^2}{2g}\right) - \Delta p_{f_1} > p_l \qquad (4.31.)$$

Debitul sifonului se determină în funcţie de viteza lichidului prin sifon. Se pleacă de la ecuaţia lui Bernoulli pentru secţiunile 1-1 şi 2-2:

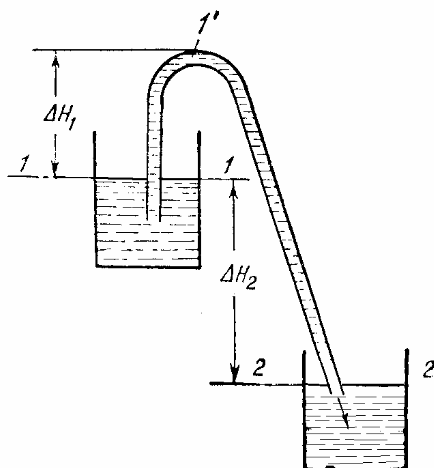


Fig. 4.25. Sifonul amorsat

$$g\Delta H_2 - \frac{v^2}{2} + \frac{p_1 + p_2}{\rho} - \frac{\Delta p_{f_2}}{\rho} = 0 \qquad (4.32.)$$

De aici se obţine viteza lichidului prin sifon:

$$v = \sqrt{2\left(g\Delta H_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho}\right) - \frac{\Delta p_{f_2}}{\rho}} \qquad (4.33.)$$

Dacă cele două vase sunt deschise ($p_1 = p_2$) şi se neglijează pierderile de presiune, atunci viteza lichidului prin sifon are forma simplificată:

$$v = \sqrt{2g\Delta H_2} \qquad (4.34.)$$

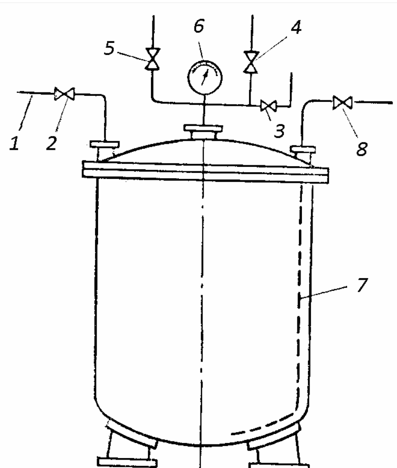
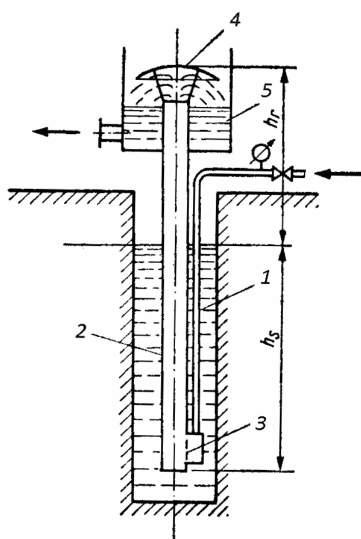


Fig. 4.26. Montejus

Montejusul (fig. 4.26.) este un aparat cu funcţionare discontinuă şi este utilizat la transportul lichidelor pe distanţe mici, pentru lichide corozive şi suspensii.

Prin conducta 1 şi robinetul 2, lichidul intră în recipientul prevăzut la interior cu protecţie anticorozivă. Dacă curgerea se face prin cădere liberă, atunci robinetul 3 face legătura cu atmosfera fiind deschis. Dacă umplerea se face sub depresiune, atunci se deschide robinetul 4 care face legătura cu pompa de vid. Evacuarea lichidului din recipient se face cu ajutorul aerului comprimat sau a altui gaz inert, astfel că se deschide robinetul 5 ce face legătura cu pompa de aer şi prin conducta 7 respectiv robinetul 8 lichidul este pompat din recipient. Presiunea din aparat este măsurată cu manometrul 6.



Pompa cu aer, numită şi pompă gaz-lift sau pompă cu vână de aer comprimat (fig. 4.27.) execută transportul lichidelor utilizând energia unui gaz comprimat, de regulă aer sau azot. Lichidul şi gazul formează un amestec eterogen cu densitatea mai mică decât a lichidului şi care urcă prin conducta de ridicare.

Pentru ca pompa de aer să poată realiza transportul lichidului este necesară îndeplinirea condiţiei:

$$(H_s + H_r)\rho_{am} = H_s \rho_l \tag{4.35.}$$

În relaţia de mai sus ρ_{am} şi ρ_l sunt densitatea amestecului, respectiv densitatea lichidului.

Fig. 4.27. Pompa de aer: 1- conductă cu aer comprimat; 2- conductă de ridicare; 3- cameră de amestec; 4- deflector; 5- rezervor

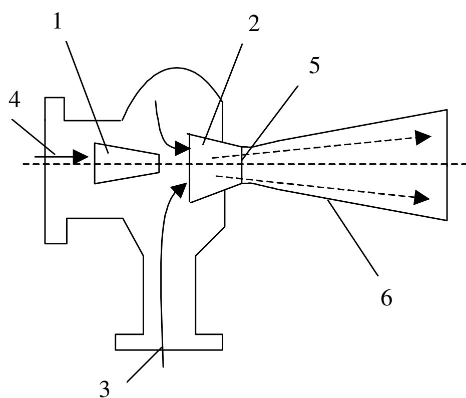


Fig. 4.28. Injector: 1- duză de intrare fluid motor (confuzor); 2- ajutaj pentru amestec; 3- intrare lichid de antrenat; 4- alimentare cu fluid motor; 5- gâtuitura injectorului; 6- difuzor

Injectorul şi ejectorul sunt dispozitive care realizează transportul lichidelor cu ajutorul energiei cinetice a unui fluid motor de tipul abur, aer sub presiune sau aer comprimat.

Injectoarele sunt aparate pentru transportul lichidelor într-un spaţiu sub presiune, în timp ce ejectoarele, care au aceiaşi construcţie, sunt utilizate la evacuarea unui lichid sau a unui gaz dintr-un recipient.

Din punct de vedere a funcţionării injectoarelor deosebim injectoare aspirante*,* precum cel din figura 4.28 sau neaspirante (în sarcină). Deosebirea între ele constă în faptul că injectorul aspirant este montat deasupra rezervorului de alimentare pe când cel neaspirant se găseşte amplasat sub nivelul rezervorului de alimentare, lichidul pătrunzând prin cădere în camera de amestec.

Ejectoarele folosite pentru evacuarea lichidelor sau gazelor (realizarea raportului de compresie egal cu 5) se mai numesc pompe de vid.

Randamentul scăzut 15…30% implică un consum mare de abur sau gaz, iar amestecarea fluidului motor cu lichidul pompat reprezintă dezavantajul major al acestor tipuri de aparate.

4.3. Comprimarea și transportul gazelor

Principiile utilizate la transportul lichidelor sunt în general valabile și la transportul gazelor, cu unele diferențieri: cel mai frecvent lucru este acela că odată cu transportul are loc și destinderea, respectiv comprimarea gazului. Ca și utilaje specifice transportului gazelor regăsim , în funcție de necesități, pompe de vid, compresoare, ventilatoare și suflante.

4.3.1. Diagrama de lucru a compresorului

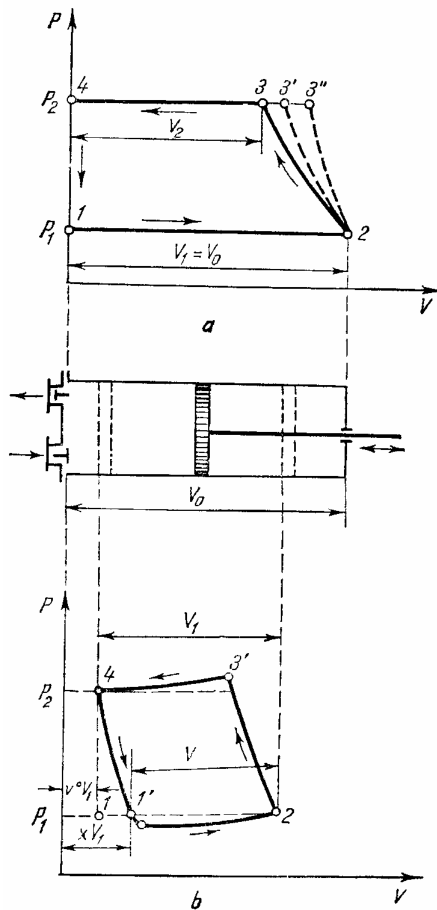


Fig. 4.29. Diagrama de lucru a compresorului

Comprimarea gazelor în utilajele specifice transportului de gaze, teoretic se poate realiza *izoterm* (atunci când toată căldura de comprimare este preluată de sistem iar temperatura gazului este constantă pe toată durata comprimării), sau *adiabatic* (când toată căldura de comprimare este preluată de către gaz, iar temperatura lui crește.

În practică comprimarea gazelor se realizează după o formă politropă (când o parte din căldura de comprimare este evacuată spre exterior prin pereții compresorului, iar cealaltă parte este preluată de către gaz care se încălzește.

Teoretic se consideră un compresor cu piston (fig. 4.29.) la care se consideră mișcarea pistonului de la capătul din stânga (lipit perfect de acesta) și până se lipește complet de capacul din dreapta.

Când începe deplasarea pistonului spre dreapta, fără inerție se deschide supapa de admisie și în corpul cilindrului este aspirat un volum de gaz V_1, la presiunea p_1. La deplasarea spre stânga gazul este comprimat: izoterm (curba *2-3*), politrop (curba *2-3'*) sau adiabatic (curba *2-3''*). Atunci când pistonul atinge volumul V_2 și presiunea p_2, tot fără inerție se deschide supapa de refulare, iar gazul este evacuat complet pa presiunea p_2. Ciclul de comprimare se va relua din punctul 1.

Acest mod de funcționare caracterizează funcționarea unui compresor teoretic (diagrama 4.29.a.).

În realitate pistonul compresorului nu ajunge până la capătul cursei, astfel că volumul descris de piston V_1 va fi mai mic decât volumul cilindrului compresorului V_0. Pe de altă parte, datorită inerției supapelor și a frecărilor, la aspirație trebuie realizată o presiune mai mică decât p_1, iar la refulare o presiune mai mare decât p_2. În aceste condiții revenirea din punctul *4* la punctul *1* se face în caz real după o curbă politropă (curba 4-1' diagrama 4.29.b.). Diagrama din figura 4.29.b. este diagrama de lucru a unui compresor real cu o singură treaptă.

Față de cele prezentate se poate scrie:

$$\frac{V_0 - V_1}{V_1} = v^0 \qquad (4.36.)$$

În relația de mai sus v^0 se numește coeficient de spațiu mort, iar produsul v^0V_1 este volumul de gaz care rămâne permanent în corpul compresorului și este comprimat la p_2 în timpul evacuării, urmând a se destinde la aspirație până la presiunea la care începe aspirația, ocupând volumul $x \cdot V_1$. Se poate observa că volumul *V* de gaz aspirat de către compresor este mai mic decât volumul V_1. Se definește gradul de umplere a compresorului:

$$\frac{V}{V_1} = \eta_v \tag{4.37.}$$

Din figură se poate scrie pentru V:

$$V = V_1 - \left(x \cdot V_1 - v^0 \cdot V_1\right) = V_1\left(1 + v^0 - x\right) \tag{4.38.}$$

Dacă se introduce expresia lui V în relația de mai sus se obține:

$$x = 1 + v^0 - \eta_v \tag{4.39.}$$

Se definește raportul de comprimare ca fiind raportul dintre presiunea la refulare p_2 și presiunea la aspirație p_1:

$$p_0 = \frac{p_2}{p_1} \tag{4.40.}$$

La efectuarea unui ciclu de funcționare a compresorului, volumul de gaz aspirat (calculat cu relația 4.37.), comprimat și refulat, în realitate este mai mic deoarece sunt pierderi prin neetanșeitățile supapelor, precum și a ansamblului cilindru –piston, astfel că randamentul real este dat de raportul dintre volumul de gaz evacuat V_c și volumul *V*:

$$\eta_v^{'} = \frac{V_c}{V} = \frac{V_c}{\eta_v \cdot V_1} \tag{4.41.}$$

De unde rezultă:

$$V_c = \eta_v^{'} \cdot \eta_v \cdot V_1 = \eta_u \cdot V_1 \tag{4.42.}$$

În relația de mai sus η_u se numește randament de utilizare și are valori de 0,96 la compresoare cu o singură treaptă și până la 0,91 la compresoare cu mai multe trepte.

Debitul volumic al compresorului pentru turația arborelui motor n_1 este:

$$Q_v = \eta_u \cdot V_1 \cdot n_1 = \eta_u \cdot A \cdot L \cdot n_1 \tag{4.43.}$$

A reprezintă aria secțiunii pistonului, iar *L* este cursa pistonului.

Ecuația politropiei pentru volumul $x \cdot V_1$ la care începe aspirația și volumul $v^0 \cdot V_1$ are forma:

$$p_1\left(x \cdot V_1\right)^n = p_2\left(v^0 \cdot V_1\right)^n \tag{4.44.}$$

Puterea necesară la arborele compresorului se determină cu relația:

$$P = \frac{n}{n-1} p_1 \cdot Q_v \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \cdot \frac{1}{1000} \ \text{(kW)} \tag{4.45.}$$

Puterea de acționare a motorului ce antrenează compresorul va fi:

$$P_m = \frac{P}{\eta} \tag{4.46.}$$

Cu η s-a notat randamentul total al instalației de comprimare și care are valori cuprinse între 0,45-0,65.

4.3.2. Utilaje pentru comprimarea și transportul gazelor

Pentru comprimarea și transportul gazelor se folosesc utilaje specializate care, din punct de vedere constructiv se aseamănă cu pompele pentru lichide, dar ca urmare a faptului că gazele se comprimă, prezintă unele particularități. Clasificarea acestor utilaje se poate face după mai multe criterii:

• după presiunea de lucru:
  - pentru presiuni peste cea atmosferică;
  - pentru presiuni sub cea atmosferică sau pompe de vid;
• după mişcarea organelor de lucru:
  - fără elemente mobile (injector, ejector, pompa de difuzie);
  - cu elemente mobile (cu mişcare rectilinie alternativă, rotative şi centrifuge).

Compresoarele cu piston transportă gazele la presiuni peste cea atmosferică, având construcţia asemănătoare pompelor cu piston.

O clasificare a compresoarelor cu piston se poate face astfel:
• după numărul de cilindri:
  - cu un cilindru;
  - cu mai mulţi cilindri;
• după modul de dispunere a cilindrilor:
  - cu dispunere în linie;
  - cu dispunere în stea;
  - cu dispunere în W;
  - cu dispunere în V;
• după numărul treptelor de comprimare:
  - cu o singură treaptă;
  - cu mai multe trepte;
• după debitul de gaz realizat:
  - cu debite mici, sub 0,5 m^3/min;
  - cu debite mijlocii, între 0,5-10 m^3/min;
  - cu debite mari, între 10-50 m^3/min;
• după presiunea realizată:
  - de presiune joasă, sub 5 bar;
  - de presiune medie, între 10-100 bar;
  - de presiune ridicată, între 100-1000 bar.

Compresorul cu piston cu simplu efect (fig. 4.30.) este alcătuit dintr-un cilindru cu aripioare de răcire 1, pistonul 2 prevăzut cu segmenţii de etanşare 3, mecanismul de acţionare de tip bielă-manivelă 4, conducta de admisie 5 cu supapa de admisie 6, respectiv conducta de evacuare 8 cu supapa de evacuare 7.

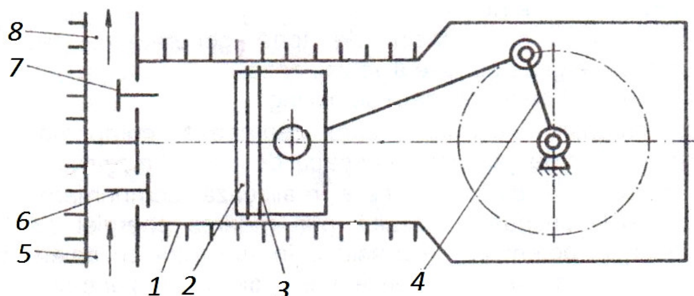


Fig. 4.30. Compresor cu piston

Ca şi în cazul pompelor cu piston şi aici compresoarele cu piston pot fi cu simplu efect sau cu dublu efect.

În figura 4.31. este prezentat modul de lucru al unui compresor cu piston cu comprimare în două trepte. Astfel, gazul comprimat în prima treaptă *I* este adus de la presiunea p_1 la presiunea p_x, unde este supus răcirii, apoi fiind aspirat şi comprimat în treapta a doua *II* până la presiunea p_2 . Presiunea de refulare creşte cu numărul treptelor de comprimare, dar în aceste situaţii este necesară răcirea gazului după fiecare treaptă de comprimare, pentru a evita supraîncălzirea acestuia.

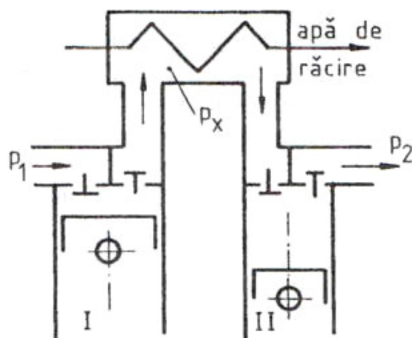


Fig. 4.31. Comprimare în două trepte

Compresoarele cu membrană sau piston membrană au construcția și funcționarea asemănătoare cu cea a pompelor de lichid cu membrană.

Compresoarele volumice rotative, numite și suflante, permit comprimarea și transportul gazelor ca efect al rotirii etanșe a unor rotoare de construcție specială

Compresoare rotative cu lamele culisante. Sunt asemănătoare constructiv și funcțional cu pompele cu palete culisante. Din punct de vedere constructiv aceste compresoare pot fi cu lamele culisante în rotor (fig. 4.32.) și cu lamele culisante în stator (fig. 4.33.), dispuse radial sau înclinat.

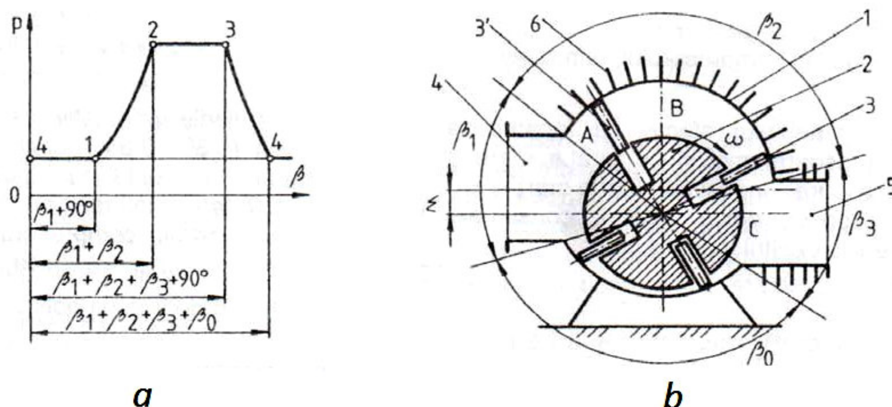


Fig. 4.32. Compresor cu palete culisante în rotor: a- diagrama de lucru; b- construcția pompei: 1- stator; 2- rotor excentric, 3-lamele culisante; 4- canal aspirație; 5- canal refulare; 6- sistem de răcire.

Când arborele se rotește (fig. 4.32.), lamelele sunt supuse acţiunii forţelor centrifuge, fiind în contact permanent cu cilindrul interior, ieşind şi intrând în canalele din rotor (culisând). Între rotor şi cilindru se formează o cameră cu secţiunea ca o semilună, împărţită de paletele 3 şi 3′ în camerele notate A, B şi C. Camera A joacă rol de cameră de aspiraţie, deoarece pe măsura mişcăriii rotorului volumul dintre două lamele consecutive creşte, formându-se o depresiune datorită căreia este aspirat gazul (la presiune constantă, procesul 4-1). Continuând rotirea rotorului, camera A se transformă într-o cameră de tip B care, după depăşirea liniei verticale a centrelor rotorului şi statorului, îşi micşorează volumul, realizând comprimarea gazului (procesul 1-2). Apoi camera B trece într-o cameră tip C, care intră în comunicaţie cu conducta de refulare.

Lamela ulterioară 3′ pompează gazul din maşină (procesul de refulare 2-3, desfăşurat la presiunea constantă p_2). Ciclul se închide prin trecerea lamelei 3 în stânga liniei centrelor, timp în care o cantitate mică de gaz trece de la refulare spre admisie, destinzându-se în procesul 3-4.

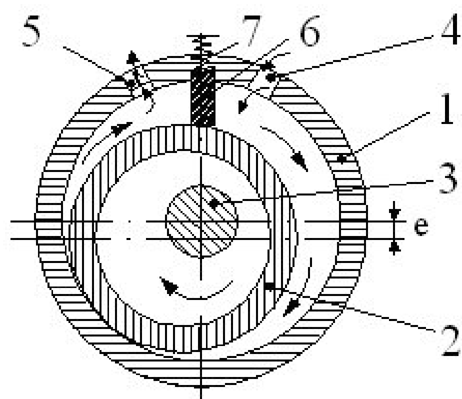


Fig. 4.33. Compresor cu paletă culisantă în stator: 1- corp cilindric; 2- rotor excentric; 3- arbore rotor; 4- supapă admisie; 5- supapă refulare; 6- lamelă culisantă; 7- arc

Compresorul cu lamelă culisantă în stator are un rotor dispus excentric și care rulează pe suprafața interioară a corpului cilindric, realizând fazele procesului de comprimare, paleta culisantă având rol de delimitare a zonei de aspirație de cea de refulare.

Compresoarele elicoidale pot realiza rapoarte de comprimare de până la 20. Din punct de vedere constructiv pot fi cu un rotor (fig. 4.34.) sau cu două rotoare (fig. 4.35.)

Compresorul elicoidal cu un rotor este alcătuit dintr-o carcasă în care sunt amplasate organele active, respectiv un melc globoidal ce angrenează două pinioane de etanșare.

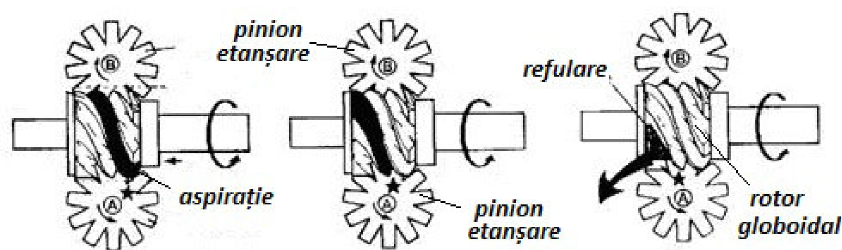


Fig. 4.34. Modul de lucru al compresorului elicoidal cu un rotor

Procesul de lucru este realizat în trei etape. În prima etapă dantura melcului globoidal intră în contact cu camera de aspirație și prin rotirea lui este antrenat gazul în spațiile dintre dinți. Spațiul se umple treptat după care melcul intră în angrenare cu canelura primului pinion de etanșare, care acționează precum un piston. În a doua fază are loc comprimarea gazului pe măsură de melcul se rotește, intră în angrenaj cu canelura celui de-al doilea pinion de etanșare, micșorând volumul camerei de lucru. În faza a treia canelurile melcului globoidal intră în comunicare cu camera de refulare, gazele comprimate fiind evacuate din spațiile libere ale melcului.

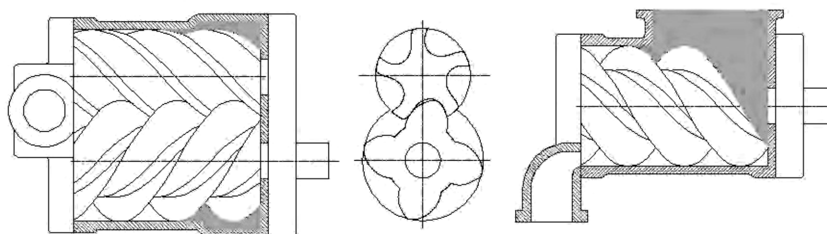


Fig. 4.35. Modul de lucru al compresorului elicoidal cu două rotoare

Compresorul elicoidal cu două rotoare este format dintr-o carcasă sub forma cifrei 8, în care se află doua rotoare, unul conducător cu dantură de formă convexă și unul condus cu dantură de formă concavă. În timpul angrenării cele doua rotoare se întrepătrund formând o linie continua de angrenare, de la partea de aspirație la cea de refulare. Spațiul dintre danturile rotoarelor devin din ce în ce mai mici de la aspirație către refulare, realizând astfel comprimarea gazului.

Compresoarele rotative cu inel lichid (fig. 4.36.) sunt de tipul cu palete radiale și care au permanent în interiorul carcasei o cantitate de lichid (apă sau alte lichide).

În timpul rotirii, ca efect al forței centrifuge, lichidul din interior este proiectat pe peretele carcasei unde formează un strat uniform. Ca urmare spațiile dintre paletele rotorului și linia interioară a inelului de lichid sunt neuniforme. Gazul este aspirat din camera de aspirație și este comprimat între palete și inelul de lichid, fiind evacuat în camera de refulare.

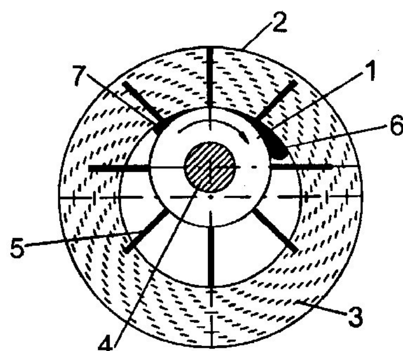


Fig. 4.36. Compresorul cu inel de lichid: 1- rotor; 2- carcasă pompă; 3- inel de lichid; 4- arbore rotor; 5- palete; 6- zonă de refulare

Principalul dezavantaj al acestor compresoare este randamentul scăzut, la care se adaugă și faptul că gazul comprimat conține vapori proveniți de la lichidul de etanșare.

Compresoarele cu rotoare profilate au construcția asemănătoare pompelor de același tip, în practică fiind întâlnite compresoare cu lobi (cu rotor cu doi sau trei lobi).

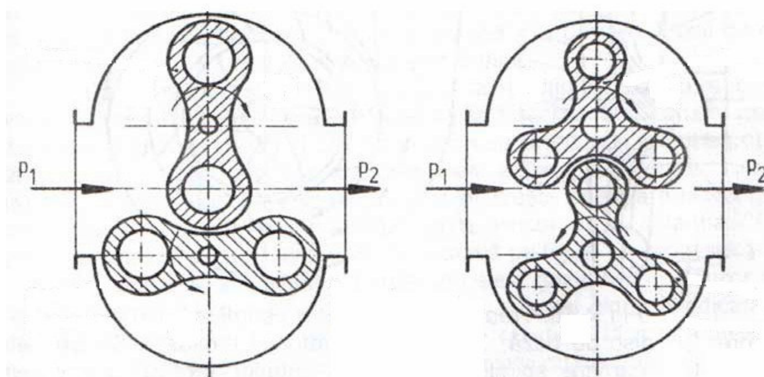


Fig. 4.37. Compresoare cu rotoare profilate de tip lobi

Modul de lucru fig. 4.37.) este cel prin care gazul din camera de aspirație este antrenat în spațiile dintre lobi care angrenează și asigură etanșarea cu carcasa, fiind comprimat și evacuat în camera de refulare.

Compresoarele dinamice sunt de tipul centrifugale şi axiale. Ele utilizează energia exterioară pe care o transformă în energie de presiune, comprimând gazul. În funcție de presiunea și debitul realizat ele pot fi compresoare centrifugale și axiale, respectiv ventilatoare axiale şi centrifugale. Ventilatoarele lucrează de regulă cu presiuni mici și debite mari ale gazului, în timp ce compresoarele lucrează și cu presiuni mari. În practică se folosesc cu deosebire ventilatoarele şi compresoarele centrifugale

Ventilatoarele centrifugale (fig. 4.38.) sunt alcătuite dintr-un rotor şi un stator. Rotorul este format din arborele 1, discul 2 şi capacul 3, între disc şi capac fiind plasate paletele 4. Paletele sunt repartizate echidistant pe circumferinţă, putând fi drepte sau înclinate înainte. Statorul este construit dintr-o carcasă 5 având secţiunea transversală în formă de spirală, fiind prevăzut cu gura de aspiraţie axială 6 şi gura de radială de refulare 7.

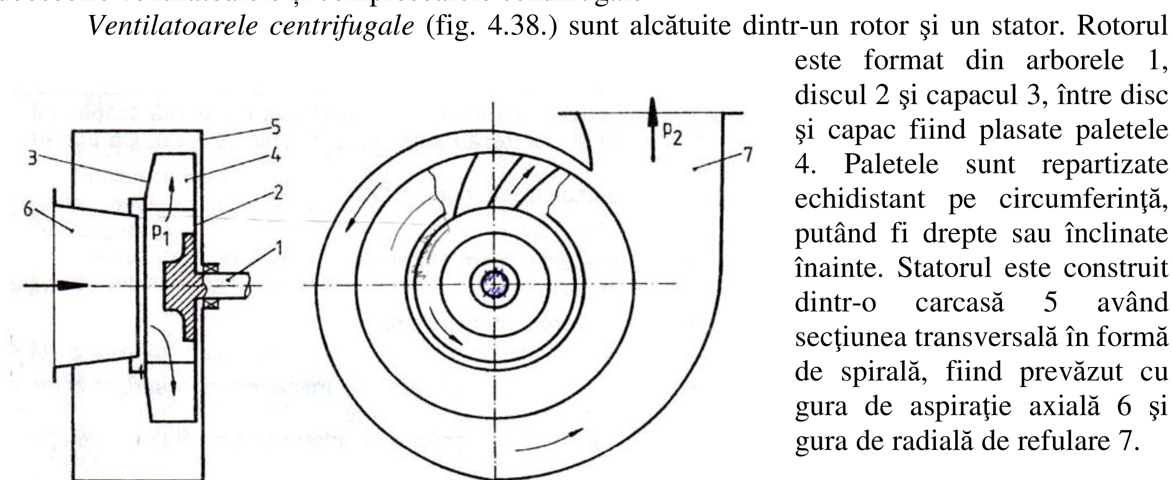


Fig. 4.38. Ventilator centrifugal

Randamentul ventilatoarelor centrifugale η variază între 0,4-0,85, în funcție de construcția lui, iar puterea de acționare se determină cu relația:

$$P = \frac{Q_v \cdot \gamma \cdot h}{102 \cdot \eta} \text{ (kW)} \qquad (4.47.)$$

În relația de mai sus Q_v este debitul de gaz (în m^3/s), h este presiunea realizată de ventilator (în mm H_2O) iar γ este greutatea volumetrică a gazului (în N/m^3).

Compresoarele centrifugale sunt mașini de forță la care comprimarea gazului se face în două faze: în rotor, sub acţiunea forţei centrifuge şi în stator prin frânarea parţială a curgerii gazului.

Un compresor centrifugal cu o treaptă de comprimare este prezentat în figura 4.39. El este compus dintr-un rotor cu palete şi un stator cu secţiune de trecere crescătoare. Rotorul este alcătuit din arborele 1 pe care este amplasat discul de bază profilat 2, disc prevăzut cu paletele 3. Paletele pot fi radiale, sau pot fi curbate înainte sau înapoi. O paletă este curbată înainte dacă, pe măsură ce diametrul rotorului creşte, paleta se îndepărtează de direcţia radială în sensul de rotaţie ω. Statorul este compus din difuzorul 4 şi din camera spirală 6, care înconjoară difuzorul. Difuzorul este un spaţiu inelar în jurul rotorului, prevăzut cu paletele 5. La compresoarele mici, difuzorul nu are palete. În construcţia compresorului se mai găsesc peretele anterior 7 (profilat) şi peretele posterior 8, care împreună cu difuzorul şi cu camera spirală închid rotorul. Trecerea

arborelui prin pereţii statorului este prevăzută cu un spaţiu de etanşare 9. Gazul intră în compresor pe gura de aspiraţie 10 şi este refulat prin gura de refulare 11.

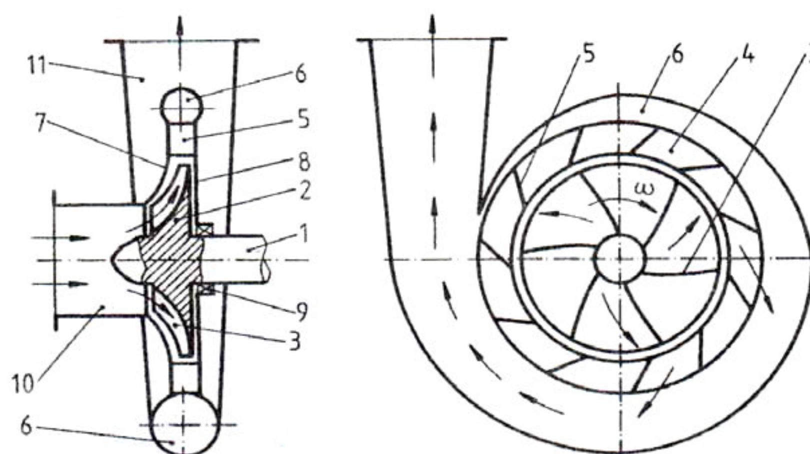


Fig. 4.39. Compresor centrifugal într-o treaptă

În practică, treptele de compresor centrifug se pot cupla câte două în paralel (cu disc, difuzor şi cameră spirală comună), sau se pot înseria în lungul arborelui prin intermediul unor canale, care conduc gazul de la ieşirea radială dintr-o treaptă la intrarea axială în treapta următoare.

În rotorul maşinii are loc transmiterea energiei mecanice primite de la motorul de antrenare către fluxul de gaz. Ca urmare, fluxul de gaz se accelerează, iar energia sa cinetică se măreşte.

Canalele dintre paletele rotorului au secţiuni de trecere ce cresc odată cu raza rotorului, ceea ce face ca, la trecerea prin canale, gazul să suporte transformarea unei părţi din energia sa cinetică în energie potenţială de presiune, simultan cu creşterea arătată a energiei cinetice a gazului. Practic în rotor creşte energia totală a gazului, prin ambele componente: cinetică şi potenţială.

A doua fază funcţională este trecerea gazului prin difuzor şi prin camera spirală. Gazul ce iese din rotor cu energie cinetică ridicată, trece prin secţiuni continuu crescătoare, ceea ce conduce la micşorarea vitezei gazului (energiei cinetice) şi la creşterea presiunii.

Creşterea totală de presiune rezultă prin însumarea creşterilor de presiune din rotor şi din stator şi arată că sarcina unui compresor centrifug se exprimă prin creşterea totală de presiune

Prin montarea pe același arbore a mai multor rotoare cu diametru egal, dar de lățime descrescătoare către refulare, se obțin turbocompresoarele. Aici gazul aspirat de către primul rotor este comprimat radial și dirijat de către stator la rotorul următoarei trepte de comprimare.

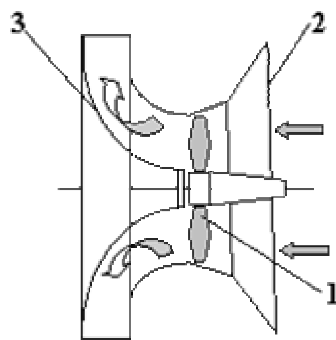


Fig. 4.40. Ventilator axial: 1- rotor; 2- stator; 3- deflector

Ventilatoarele axiale (fig. 4.40.) sunt realizate sub forma unui rotor cu palete, montat într-o carcasă cilindrică. Gazul este aspirat și deplasat axial, astfel că în spatele paletelor se formează o depresiune, iar în fața paletelor se formează o presiune.

La unele variante de ventilatoare axiale, în spatele rotorului este prevăzut un deflector, care modifică direcția curentului de gaz astfel încât refularea se face radial.

Deoarece realizează presiuni scăzute, ventilatoarele axiale sunt limitate ca și domeniu de utilizare la comprimarea și transportul gazelor. Se regăsesc mai ales la instalațiile de condiționare a aerului din instalațiile frigorifice.

Pompele de vid sunt utilaje care realizează presiuni sub cea atmosferică și sunt utilizate la evacuarea gazelor din instalațiile de uscare, distilare, concentrare prin vaporizare, rectificare, etc.

Din punct de vedere constructiv și funcțional sunt pompe de vid propriu-zise și utilaje pentru obținerea de vid înaintat, având la bază diferite principii de funcționare. Din prima categorie fac parte compresoarele cu piston, cu tambur cu palete, cu inel de lichid, cu rotoare profilate, iar din a doua categorie fac parte ejectoarele cu abur, pompele moleculare, pompele de difuziune și pompele cu ioni.

Compresoarele și suflantele utilizate la realizarea depresiunilor au aceiași construcție ca și cele utilizate la realizarea de presiuni, absorbind gazul din zona de aspirație.

Pompele cu palete sau suflantele cu palete au construcția și funcționarea asemănătoare cu compresoarele volumice rotative, dar prezintă o serie de particularități specifice. Astfel pentru a sigura etanșarea și răcirea lor unele pompe lucrează imersate permanent în ulei, iar pe racordul de refulare sunt prevăzute supape ce asigură pentru gaz presiunea necesară trecerii prin stratul de ulei și care are nivelul constant deasupra pompei.

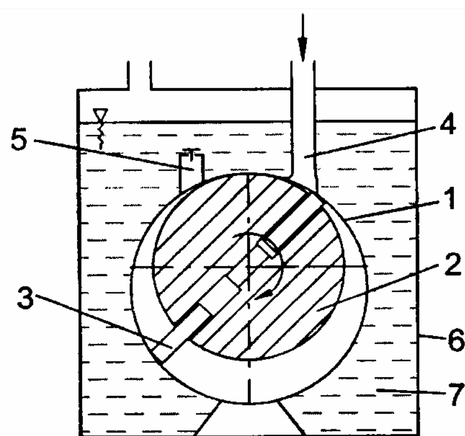


Fig. 4.41.Pompă de vid cu palete culisante

În figura 4.41.este prezentată schema unei pompe de vid cu rotor cu palete.

Rotorul 2 cu paletele culisante 3 se rotește, glisând pe un film de ulei aflat pe peretele interior al corpului pompei 1. În acest mod se aspiră gazul din conducta de admisie 4, îl comprimă și-l refulează prin supapa 5 în rezervorul 6 umplut cu uleiul 7. De aici gazul trece prin masa de ulei și este evacuat în afara pompei. Supapa are rolul de a evita pătrunderea uleiului în interiorul pompei.

Ejectoarele sunt pompe de vid funcționează ce pe principiul jetului de fluid. Din punct de vedere constructiv sunt realizate într-o singură treaptă sau în mai multe trepte, caz în care după fiecare treaptă este necesar condensarea amestecului de vapori format în ejector.

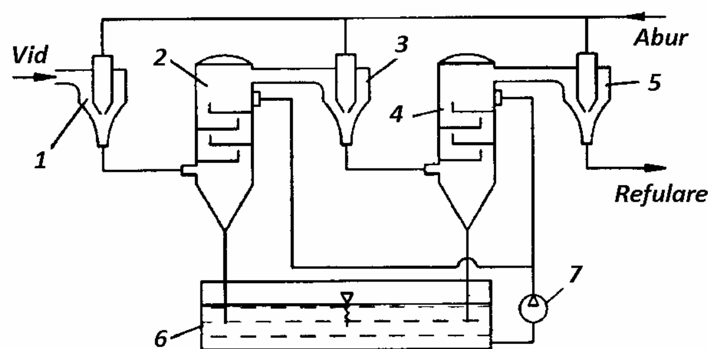


Fig. 4.42. pompă de vid cu ejectoare și condensare directă

În figura 4.42. este prezentată schema unei pompe de vid cu ejector în trei trepte la care vaporii sunt condensați direct (se utilizează un condensator barometric). Ejectoarele 1,3 și 5 realizează depresiunea folosind un jet de abur care antrenează gazul, mărind depresiunea cu fiecare treaptă. Vaporii formați la antrenarea gazului sunt condensați în condensatoarele 2 și 4, răcirea fiind realizată cu apa din rezervorul 6, trimisă de pompa 7. Condensul se scurge pe la partea inferioară a condensatoarelor și ajunge în rezervor.

Ejectoarele cu mercur folosesc vapori de mercur care în mișcarea lor ascendentă trec cu viteză mare prin ejectoarele montate în serie, aspirând și antrenând gazul din zona de admisie a pompei. Vaporii de mercur sunt condensați și readuși în zona fierbătorului din pompă, ciclul fiind astfel reluat. Buna funcționare a acestui ejector depinde de existența unei pompe de vid suplimentare.

Pompele de difuziune sunt utilizate la realizarea unui vid înaintat și au ca principiu de

lucru difuzia gazului evacuat în circuitul vaporilor unor substanțe, care au presiunea de vapori foarte mică. Jetul care antrenează gazul de evacuat se obține prin fierberea substanței și condensarea vaporilor, după ce aceștia au antrenat moleculele gazului spre racordul ce face legătura cu pompa de vid suplimentară.

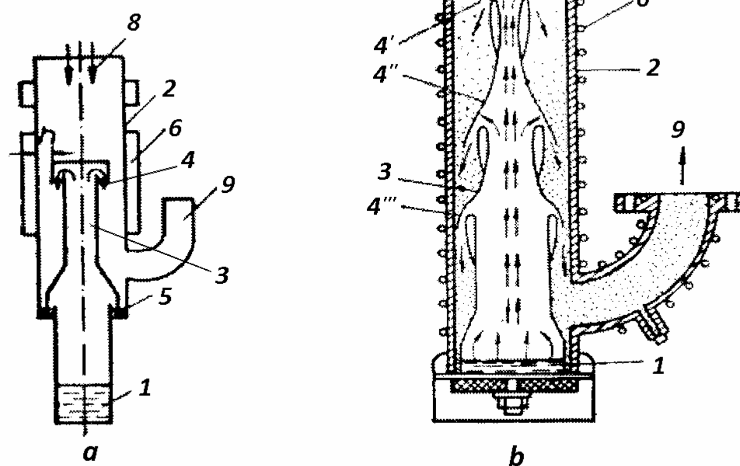


Fig. 4.43.Pompe de difuziune: a- cu o singură treaptă; b- cu trei trepte: 1- fierbător; 2- corp pompă; 3- tub central; 4,4',4'',4'''- trepte ale pompei; 5- etanșare hidraulică; 6- manta de răcire; 7- capcană de vapori răcită cu apă; 8- racord pentru vid; 9- racord la pompa de vid suplimentară.

Pompele ionice realizează depresiuni mari (până la 10^{-4} Pa), funcționarea fiind bazată pe principiul ionizării moleculelor de gaz prin bombardarea cu electroni și transportul lor printr-un câmp electric către pompa de vid suplimentară.

BIBLIOGRAFIE

1. Alămoreanu M., ş.a. 1996 - Maşini de ridicat, Vol. I şi II. Editura Tehnică Bucureşti.

2. Alămoreanu M. 2003 - Introducere în dinamica maşinilor de ridicat. Editura Conspress Bucureşti.

3. Banu c., ş.a. 1998 - Manualul inginerului de industrie alimentară. Editura Tehnică Bucureşti

4. Banu C., ş.a. 2000 - Procese hidrodinamice şi utilaje specifice, vol.1, vol.2, Uni-Pres C-68, Editură de Presă Universitară, Bucureşti.

5. Băisan I. 2011 – Mașini de ridicat și de transportat în agricultură și industria alimentară. Editura Politehnium Iași.

6. Brătucu Gh. 1994 - Maşini şi instalaţii de ridicat şi transportat în industria alimentară şi agricultură. Universitatea Transilvania Braşov.

7. Căsăndroiu T. 1993 – Utilaje pentru prelucrarea primară şi păstrarea produselor agricole. Universitatea Politehnica Bucureşti.

8. Căzilă A. 1994 – Echipamente de transport uzinal. Editura Transilvania Press Cluj-Napoca

9. Cebotărescu I., ș.a. 1997 – Utilaj tehnologic pentru vinificație. Editura Tehnică București.

10. Cosoroabă V. 1964 - Compresoare cu piston. Editura Tehnică, București.

11. Cravcenco V. 1978 – Îndrumătorul inginerului mecanic agricol. Redacţia Revistelor Agricole Bucureşti.

12. Drăguţan V., ş.a. 1972 – Utilaje de transport, încărcare şi descărcare în agricultură. Editura Ceres Bucureşti.

13. Florescu I. 2000 - Mecanica fluidelor şi maşini hidrapneumatice. Editura Alma Mater Bacău.

14. Ghinea E , ş.a. 1968 – Întreţinerea şi repararea maşinilor de ridicat şi transportat. Editura Tehnică Bucureşti.

15. Hapenciuc M., Hapenciuc A. 2000 - Instalaţii de ridicat şi transportat, vol. III. Litografia Universitatea "Dunărea de Jos", Galaţi.

16. Homutescu V. M., Homutescu C. A. 1996 - Maşini şi instalaţii termice. Lucrări de laborator. Universitatea Tehnică Iaşi.

17. Ilieş L., ş.a. 1988 – Sistemul de transport containerizat. Editura Dacia Cluj-Napoca.

18. Ionescu Fl., Catrina D., Dorin Al. 1980 - Mecanica fluidelor şi acţionări hidraulice şi pneumatice. Editura didactică şi pedagogică Bucureşti.

19. Iordache Gh., ş.a. 1987 – Utilaje pentru industria materialelor de construcţii. Editura Tehnică Bucureşti.

20. Ivan. E. ș.a. 2005 – Operații și instalații cu transfer de căldură și masă. Editura Mirton Timișoara.

21. Krasnicenko A.V. 1963 – Manualul constructorului de maşini agricole. Editura Tehnică Bucureşti.

22. Luca Gh. 1978 – Probleme de operații și utilaje din industria alimentară

23. Lupescu O. 1994 – Instalaţii de transport uzinal. Institutul Politehnic Iaşi.

24. Marinov A. 1993 - Mecanica fluidelor şi maşini hidropneumatice, (partea întâi), Universitatea "Politehnica ", Bucureşti.

25. Mănişor P. 1998 – Mecanizarea şi automatizarea lucrărilor în zootehnie. Editura Ceres Bucureşti.

26. Neagu C. 1987 – Utilaje pentru prelucrarea primară şi păstrarea produselor agricole. Institutul Politehnic Iaşi.

27. Neculoiu I., ş.a. 1967 – Mecanizarea operaţiilor de încărcare şi descărcare la calea ferată. Centrul de documentare şi publicaţii Bucureşti.

28. Norman B. 1971 – Mechanics of bulk matherials handling. Butterworth & Co Publishers London.

29. 6. Oproescu Gh. 2001 - Maşini si instalaţii de transport industrial. Editura EDMUNT Brăila.

30. Răileanu T., ş.a. 1994 – Utilaje pentru transport operaţional - îndrumar de laborator. Institutul Politehnic Iaşi.

31. Robescu D., Naianu P/ 2002 - Pompe, ventilatoare, suflante și compresoare. Editura Aisteda Bucureşti.
32. Rudenko N. 1969 – Materials handling equipment. Mir Publishers Moscow.
33. Segal H. 1966 - Maşini de ridicat şi transportat pentru construcţii. EDP Bucuresti.
34. Segal H., ş.a. 1960 – Maşini de ridicat şi de transportat. Editura Tehnică Bucureşti.
35. Spivakovski A, Dyachkov V. 1978 – Conveyors and related equipment. Peace Publishers Moscow.
36. Ştefan C. 1985 - Utilaje pentru prelucrarea primară şi păstrarea produselor agricole. Institutul Politehnic Timişoara.
37. Tauber B.A., 1956 – Maşini de ridicat şi de transportat în industria forestieră. Editura Tehnică Bucureşti.
38.Tudose R., ș.a. 1977 – Procese, operații, utilaje în industria chimică. Editura Didactică și Pedagogică București.
39. Țenu I. 2008 – Operații și aparate în industria alimentară, vol. I. Editura Ion Ionescu de la Brad Iași.
40. Vâlcu V., ş.a. 2002 – Maşini şi instalaţii zootehnice. Editura PIM Iaşi.
41. Vâţă I,. ş.a. 1989 - Maşini de ridicat în construcţii. Exploatare, întreţinere, reparaţii. Editura Tehnică Bucureşti.
42. http://facultate.regielive.ro/cursuri/industria_alimentara/curs_toaia-175186.html
43. http://www.mec.tuiasi.ro/diverse/MITH_Compresoare.pdf MITH_Compresoare